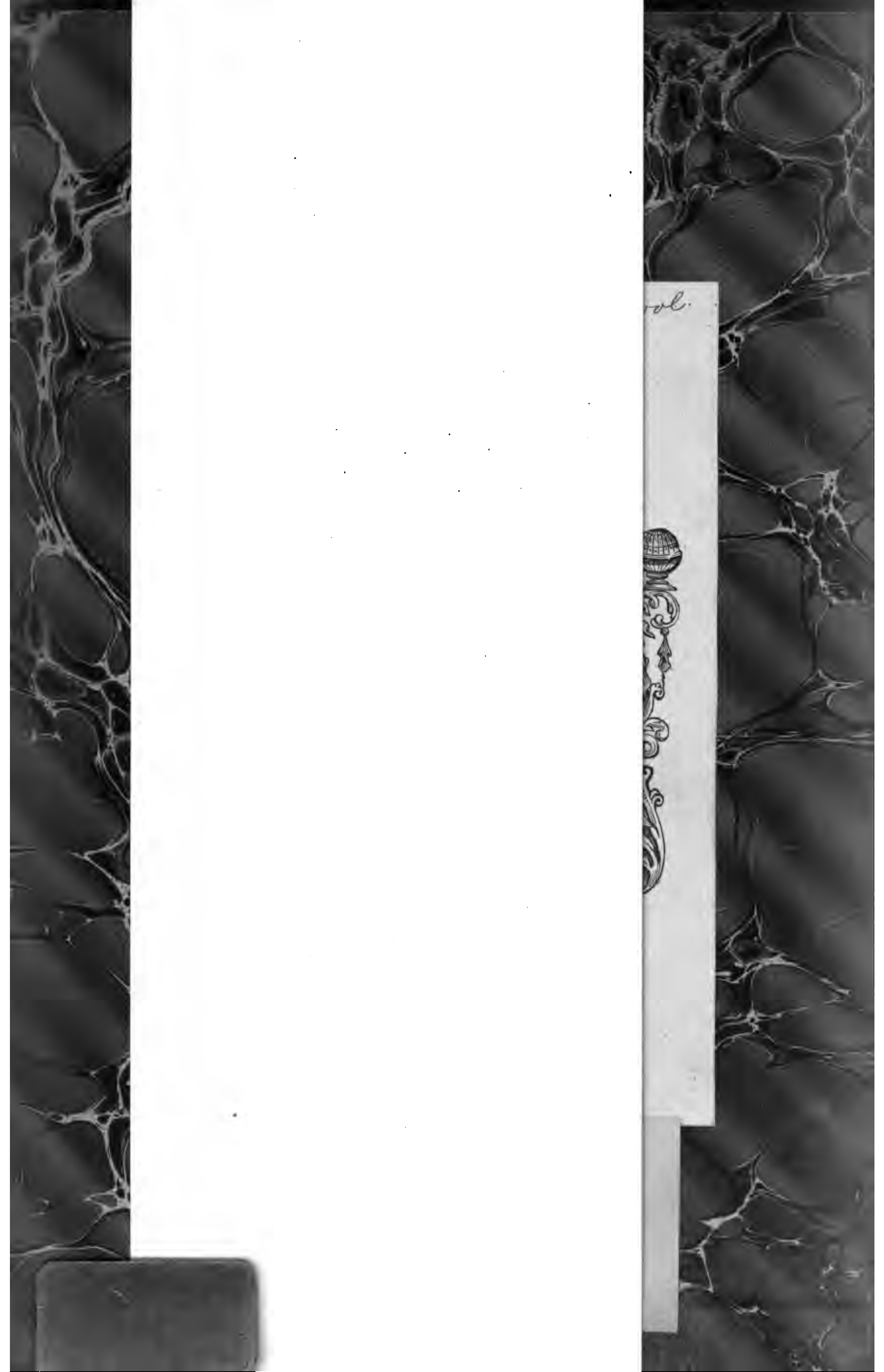




COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PARIS. — IMPRIMERIE É. BERNARD ET Cie
23, RUE DES GRANDS-AUGUSTINS, 23

COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PROFESSÉ

A L'ÉCOLE SPÉCIALE DU GÉNIE CIVIL DE GAND

PAR

J. BOULVIN

INGÉNIEUR HONORAIRE DES PONTS ET CHAUSSÉES

ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME DE FRANCE

INGÉNIEUR DES CONSTRUCTIONS MARITIMES DE L'ÉTAT BELGE

3e FASCICULE

MACHINES A VAPEUR

avec 3 planches et 280 figures dans le texte



PARIS

E. BERNARD et Cie, IMPRIMEURS-EDITEURS

53 ter, Quai des Grands-Augustins, 53 ter

1896

AVANT-PROPOS

Ce volume comprend l'étude organique du récepteur à vapeur envisagé comme moteur d'usine, abstraction faite de ses destinations spéciales; cette étude est faite en partant des indications et des principes fournis par la théorie thermique (3e fascicule), de sorte que l'analyse de la machine à vapeur considérée à la fois sous le rapport calorifique et au point de vue de sa constitution est contenue dans les fascicules 3 à 5, y compris la génération de la vapeur.

Parmi les systèmes si nombreux de moteurs, nous avons dû faire un choix, et nous borner à examiner ceux dont les dispositions présentent un intérêt de principe ; on nous excusera donc de ne pas mentionner bien des machines qui ont acquis, par la capacité des maisons qui les construisent, une réputation justifiée, alors que nous nous occupons de machines industriellement moins importantes.

Nous signalons avec reconnaissance l'intelligente collaboration de M. Saillour, Chef du bureau des études à la Société *le Phénix*, qui a composé un grand nombre des figures de ce fascicule. On voudra bien remarquer que ces dessins, pour la plupart schématiques, ne sont pas destinés à remplacer les planches détaillées des publications périodiques, auxquelles il est indispensable de recourir pour se familiariser avec les dispositions que l'expérience et les nécessités de la constrution ont consa-

crées. Nous aurions eu également à nous occuper des questions importantes du graissage et des fondations, si elles ne nous semblaient mieux se rattacher à la construction proprement dite; nous ne les avons donc pas abordées, pas plus que nous ne l'avons fait pour les diverses catégories de moteurs et d'opérateurs étudiés dans les autres parties de l'ouvrage.

Dans l'étude des systèmes de distribution, les méthodes graphiques ont été employées à l'exclusion du calcul, même pour la théorie des coulisses et les corrections dues aux obliquités ; lorsque les épures sont tracées en grandeur, ces méthodes sont d'une précision égale à celle de l'exécution des organes, car, quel que soit le procédé employé, les données doivent finalement être reportées sur les pièces, il serait donc tout à fait inutile de poursuivre une approximation supérieure à celle que peuvent donner les mesurages sur le papier ou sur le métal.

MACHINES A VAPEUR

PRÉLIMINAIRES

1. — Les machines à vapeur sont les moteurs thermiques dans lesquels une vapeur, généralement la vapeur d'eau, est le fluide qui subit les transformations du cycle; l'étude calorifique de ces machines est faite dans le 3e fascicule du présent ouvrage, mais, à raison de son importance, l'étude organique a dû en être détachée pour recevoir le développement qu'elle comporte.

La vapeur opère suivant deux modes connus; dans l'un de ceux-ci, l'énergie s'exerce par pression sur un piston mobile, ou, d'une manière plus générale, sur les parois extensibles d'une enveloppe qui contient le fluide; les pièces rattachées au piston ne sont que des organes de transmission, dont l'étude rentre dans celle des mécanismes. Dans le second procédé, jusqu'aujourd'hui exceptionnel, l'énergie se dépense sur le fluide lui-même, auquel elle s'incorpore sous forme de force vive sensible; celle-ci est utilisée par réaction, comme dans les turbines hydrauliques; cette classe de machines, qui commence à peine à se développer, paraît appelée à un grand avenir.

2.— *Notice historique* (1).— Si on fait abstraction de la machine à réaction de *Héron* (200 ans avant notre ère), qui se présente comme une invention isolée, et des découvertes de *Salomon de Caus* (1615), du

1. Pour l'histoire de la machine à vapeur, consulter : la notice d'*Arago* (1829), l'ouvrage de *Farey* (*A Treatise on the Steam Engine*, 1827) et celui de *Tredgold* (*The Steam Engine*, 1838). Parmi les ouvrages modernes, nous signalerons l'*Histoire de la Machine à vapeur*, par *R.-H. Thurston* (traduction de *J. Hirsch*); l'introduction historique, de *Ruehlmann* (*Allgemeine Maschinenlehre*, t. Ier, p. 488 à 531); l'ouvrage de *F. Reuleaux*, intitulé : *Kurzgefasste Geschichte der Dampfmaschine* (Brunswick, Vieweg) qui s'étend jusqu'à nos jours.

marquis de Worcester (1650), et de *Thomas Savery* (1698), dans lesquelles la pression de la vapeur était directement employée à élever l'eau au préalable aspirée dans un réservoir par la condensation, le principe de la machine à vapeur moderne se trouve pour la première fois dans un appareil décrit par *Denis Papin* en 1690, et qui probablement n'a jamais été réalisé; l'idée en était inspirée par la machine à poudre de *Huyghens.*

Denis Papin. — Dans la machine proposée par Papin, la vapeur, admise à la pression atmosphérique sous un piston, était condensée par refroidissement extérieur du cylindre; la période de condensation était donc la seule phase motrice de cet appareil à simple effet; Papin abandonna ensuite son idée pour se tourner vers les pompes de Savery, qui commençaient à fonctionner industriellement.

Newcomen. — Thomas Newcomen réalisa en 1705, de concert avec *Cawley,* la première machine industrielle à piston, qui fut immédiatement employée pour l'épuisement des mines. Les dispositions en sont trop connues pour qu'il soit utile de les rappeler ici; au début, le cylindre était refroidi par une aspersion d'eau extérieure, le piston était rendu aussi étanche que possible par une garniture de chanvre ou de cuir sur laquelle on maintenait une légère couche d'eau pour préserver le joint.

On prétend qu'une fuite accidentelle de cette garniture, en déterminant d'une manière inattendue une injection d'eau froide dans le cylindre, occasionna la découverte de la condensation par mélange. Deux manœuvres étaient nécessaires, celle du robinet d'admission de la vapeur, au commencement de la course ascendante du piston, et celle du robinet d'injection, au commencement de la course descendante. Ces mouvements, produits d'abord à la main, furent rendus automatiques en 1713, par un jeune machiniste nommé *Humphrey Potter*; *Beighton* imagina peu de temps après le premier *jeu de fers* rudimentaire, d'où est sortie la distribution compliquée des machines d'exhaure, telles qu'elles ont été employées pendant plus d'un siècle. Le dispositif de Beighton a donné aux machines de Newcomen leurs caractères définitifs; les machines de ce système, que construisit plus tard *Smeaton,* avaient jusqu'à 6 pieds de diamètre, et 9 1/2 pieds de course.

On doit à Smeaton les premiers calculs élémentaires qui aient été faits sur les machines à feu, et aussi, pensons-nous, l'emploi de la cataracte.

Ces premières machines anglaises se répandirent sur le continent, en France, et jusqu'en Hongrie; elles y conservèrent longtemps la vogue sous leur forme primitive, même après les perfectionnements importants que Watt y eut apportés à la fin du siècle dernier ([1]).

La machine à vapeur s'est donc présentée d'abord invariablement liée à un jeu de pompes, et a servi à produire un mouvement alternatif; elle a été appliquée aux souffleries des hauts-fourneaux vers 1784. L'idée de la transformation du mouvement rectiligne en mouvement de rotation était si peu dans l'esprit des mécaniciens du temps, que Smeaton, pour obtenir le mouvement de rotation nécessaire aux moulins, proposait d'employer l'eau élevée par une machine de Newcomen à actionner une roue hydraulique à augets; les premières machines de rotation ne datent que du temps de Watt.

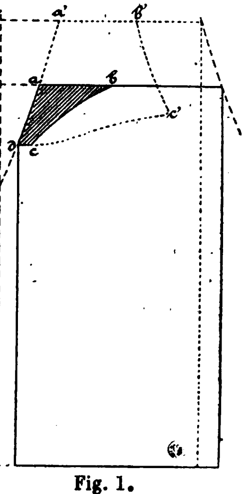


Fig. 1.

Au point de vue économique, le cycle de la machine de Newcomen est imparfait sous deux rapports : il utilise sans détente la vapeur à une pression voisine de la pression atmosphérique, donc à faible température, de plus, il est fortement affecté par un effet de paroi que l'injection dans le cylindre même et la lenteur de marche (8 à 10 coups par minute) contribuent à augmenter. Dans la figure 1 se trouve représenté en *abcd* le diagramme thermique probable d'une machine établie par Smeaton,

1. Une machine de Newcomen existe encore à Ashton-under-Lyne, non loin de Oldham, à l'état de ruine, elle est arrêtée depuis environ 70 ans; une photographie en a été reproduite par *Engineering* (1894, 2e sem., p. 448).

La première machine importée en France est sans doute celle de Fresne, près de Condé, soigneusement décrite par Bélidor (*Architecture hydraulique*, 1782); d'après Perronet, une machine à feu fut établie à Saint-Ghislain (Hainaut) avant 1785. Des machines de Newcomen, avec leur jeu de fers primitif et l'injection dans le cylindre, ont été établies en Belgique vers 1820; l'une d'elles, démontée aujourd'hui, fonctionnait encore à Chapelle-lez-Herlaimont, sur un puits de la Société de Mariemont et Bascoup, il y a environ dix ans.

Les premières machines importées d'Angleterre en Amérique pour l'épuisement des mines ont été établies en 1753; elles ont pénétré dans les Pays-Bas en 1777 pour être employées à des opérations d'assèchement.

Le seul spécimen de ces machines encore en fonctionnement est probablement celui que signale *M. Bryan Donkin* (*Engineering*, 1895, *Notes on an Old Newcomen Engine near Bristol*); le cylindre a 5 1/2 pieds de diamètre et 6 pieds de course, il est alimenté par de la vapeur à 2 1/2 livres; la garniture de piston est en vieilles cordes. Cette machine paraît remonter à 1745.

consommant 1136 livres de charbon à l'heure pour une puissance de 108 chevaux. Le cheval de Smeaton n'était que de 22680 livres-pieds par minute, le cheval actuel ou de Watt correspond à 33000 de ces unités. La consommation ci-dessus équivaut donc à 7 kilogrammes de charbon par cheval actuel, et nous avons admis, pour établir le diagramme, que la chaudière ne produisait que 6 kilogrammes de vapeur par kilogramme de houille; sur la même figure se trouve représenté en *a'b'c'cd* le diagramme thermique d'une machine monocylindrique moderne.

Watt (1769). — A partir de 1769 jusqu'en 1815, l'histoire de la machine à vapeur est à peu près entièrement contenue dans les patentes successives de James Watt [1] qui s'associa à cette époque avec Boulton, déjà établi à Soho près de Birmingham.

La première patente de Watt énonce le principe que le cylindre doit être maintenu aussi chaud que la vapeur qui y entre, et marque l'emploi de l'enveloppe de vapeur entourée de revêtements calorifuges pour atteindre ce résultat; en outre, la vapeur est condensée dans un récipient séparé, maintenu aussi froid que possible, et d'où l'air est extrait au moyen d'une pompe. Cette spécification n'est accompagnée d'aucun dessin, mais les documents conservés établissent que Watt avait surtout en vue le condenseur à surface, auquel *Cartwright* revint quelques années plus tard; les machines de Watt se montrent cependant pourvues du condenseur à injection. La même spécification indique aussi l'emploi possible de la vapeur à haute pression sans condensation, et décrit une machine rotative qui n'a jamais été réalisée.

Les machines construites d'après cette première patente étaient à cylindre ouvert, comme celles de Newcomen; mais en 1774, Watt ferma ce récipient au moyen d'un couvercle, avec bourrage pour la tige de piston, et adopta un autre mode de fonctionnement comportant, pendant la course descendante ou motrice, l'admission sur la face supérieure et la condensation sur la face inférieure du piston; pendant la course ascendante, la vapeur se transvase de la face supérieure à la face inférieure au moyen d'une soupape dite d'équilibre (7e fascicule, n° 67).

1. Voir, outre les ouvrages déjà cités : *Engineering*, 1879, 1er sem., p. 101, *The Heslop Engine, a Chapter in the History of the Steam Engine*, 1883; 2e sem., p. 495, *The Inventions of Watt and his Models preserved at Handsworth and South Kensington* ; 1881, 2e sem., p. 476, ancienne machine de Trevithick datant de 1804, conservée à Crewe par M. Webb ; 1887, 1er sem., p. 205, vieilles pompes à la houillère Denby près de Derby.

Le grand avantage de cette disposition était d'empêcher les rentrées d'air autour du piston, un bourrage étant beaucoup plus facile à maintenir étanche que les garnitures en chanvre se mouvant dans un cylindre non alésé ([1]). Récemment, on a reconnu à cette disposition un autre avantage économique, c'est que la condensation initiale, au lieu de se produire pendant l'introduction au détriment de la vapeur admise, est retardée jusqu'au moment du transvasement, et qu'elle est alors comparable à une condensation anticipée.

Les efforts de Watt se sont ensuite portés sur les procédés à employer pour transformer le mouvement alternatif en mouvement de rotation ; l'emploi de la manivelle lui était interdit par les brevets antérieurs de *Stewart*, *Washborough*, *Pickard*, *Steed*; parmi les systèmes imaginés pour remplacer cet organe si simple, le seul qui ait été appliqué est celui des roues planétaires, et la première machine employée à la filature du coton a été montée à Manchester en 1782; les machines étaient toujours à simple effet, et pour régulariser le mouvement de rotation, un fort contre-poids était appliqué au balancier.

Une nouvelle patente, datant de 1782, est relative à la machine à double effet, qui rend désormais le contre-poids inutile, et diminue l'encombrement. En même temps que le moteur à vapeur était employé pour actionner les usines, se posait la question de régularisation ; Watt avait, dans ce but, adopté le régulateur à boules agissant sur une valve dès l'année 1781. La machine à double effet rendait nécessaire une liaison rigide entre le piston et le balancier, c'est à cette occasion que fut réalisé le mécanisme encore classique connu sous le nom de parallélogramme de Watt.

La spécification de 1782 indique aussi l'emploi de la détente, elle est accompagnée d'une figure sur laquelle se trouve représentée par une hyperbole équilatère la loi d'expansion de la vapeur ; cette épure ne diffère pas de celles que l'on trace encore aujourd'hui dans le même but.

La variation de l'effort moteur pendant la course préoccupait Watt, qui imagina plusieurs dispositifs destinés à commander une résistance constante; l'un d'eux consistait en un changement automatique des bras de levier du balancier (7e fascicule n° 75); le grand inventeur finit par s'en rapporter bientôt à l'inertie du volant ou des masses qui en tiennent lieu pour obtenir cet effet de régularisation.

1. La barre d'alésage employée dans nos ateliers n'a été imaginée qu'en 1799 par *Murdoch*.

On peut encore signaler, parmi les inventions de Watt se rattachant à la machine à vapeur : une machine rotative plus pratique que celle qu'il avait d'abord imaginée, le compteur de tours automatique, l'indicateur (1814) que perfectionna plus tard *Mac-Naught* par l'application d'un tambour portant le papier, le principe de la détente successive dans deux cylindres, breveté aussi en faveur de *Hornblower* en 1781, et repris en 1804 par Woolf; la locomotive routière, imaginée en 1784, avait été devancée en France par le fardier à vapeur de *Cugnot* (1769).

L'organe de distribution des machines de Watt était la soupape simple, non équilibrée, mise en mouvement par une poutrelle de distribution attaquée par le balancier; la soupape à double siège, dont l'usage s'est continué, est due à Hornblower. Le tiroir à coquille à été imaginé par *Murray* en 1799; Watt et Boulton ont appliqué plus tard à leurs machines à rotation le tiroir creux ou tiroir en **D** de *Murdoch*, manœuvré par un excentrique dépendant de l'arbre.

CHAPITRE PREMIER

Dispositions d'ensemble.

---

§ 1

MACHINES A PISTON

3. — *Machines à balancier.* — Envisagées comme moteurs d'usines, elles ne présentent plus guère qu'un intérêt historique; un grand nombre restent néanmoins encore en fonctionnement, et on continue à les employer, de moins en moins souvent, il est vrai, pour actionner des pompes, des souffleries, etc., qui s'accommodent de vitesses de rotation modérées [1].

La figure 60 du fascicule 7 donne les dispositions essentielles d'une machine à balancier à deux cylindres, dite de Woolf, employée à actionner une pompe. Le bâti généralement adopté se compose d'un entablement en forme de cadre, soutenu par des colonnes ou par des supports triangulaires; Corliss a employé un bâti conçu d'après d'autres principes, et disposé de manière à ce que les efforts développés pendant le fonctionnement soient autant que possible équilibrés par des compressions ou des tractions directes des pièces fixes. Deux charpentes parallèles en forme d'**A** (fig. 2), sont appuyées sur le soubassement du cylindre par l'une de leurs branches, tandis que l'autre est intimement liée au palier de l'arbre moteur; le pivot du balancier est

1. Les dernières grandes machines à balancier du système Woolf ont été établies à Gand vers 1870, celles de la Société Lousberghs en sont un beau spécimen encore en activité; un type plus récent, dû à Corliss et remarqué à l'exposition de Philadelphie, a été reproduit plusieurs fois en Belgique par la maison Van den Kerkhove, depuis l'année 1876. Le moteur principal de la filature de lin « la Lys » est une machine jumelle à balancier de ce système.

Les constructeurs de Rouen restaient encore attachés à la machine à balancier en 1878, mais elle a complètement disparu aujourd'hui; les grandes vitesses de rotation sont incompatibles avec l'inertie de la transmission par balancier.

monté au sommet, dans deux paliers qui servent en même temps à l'entretoisement transversal; les guides de la crosse forment une construction secondaire appuyée sur le cylindre, et reliée horizontalement au bâti par deux longerons.

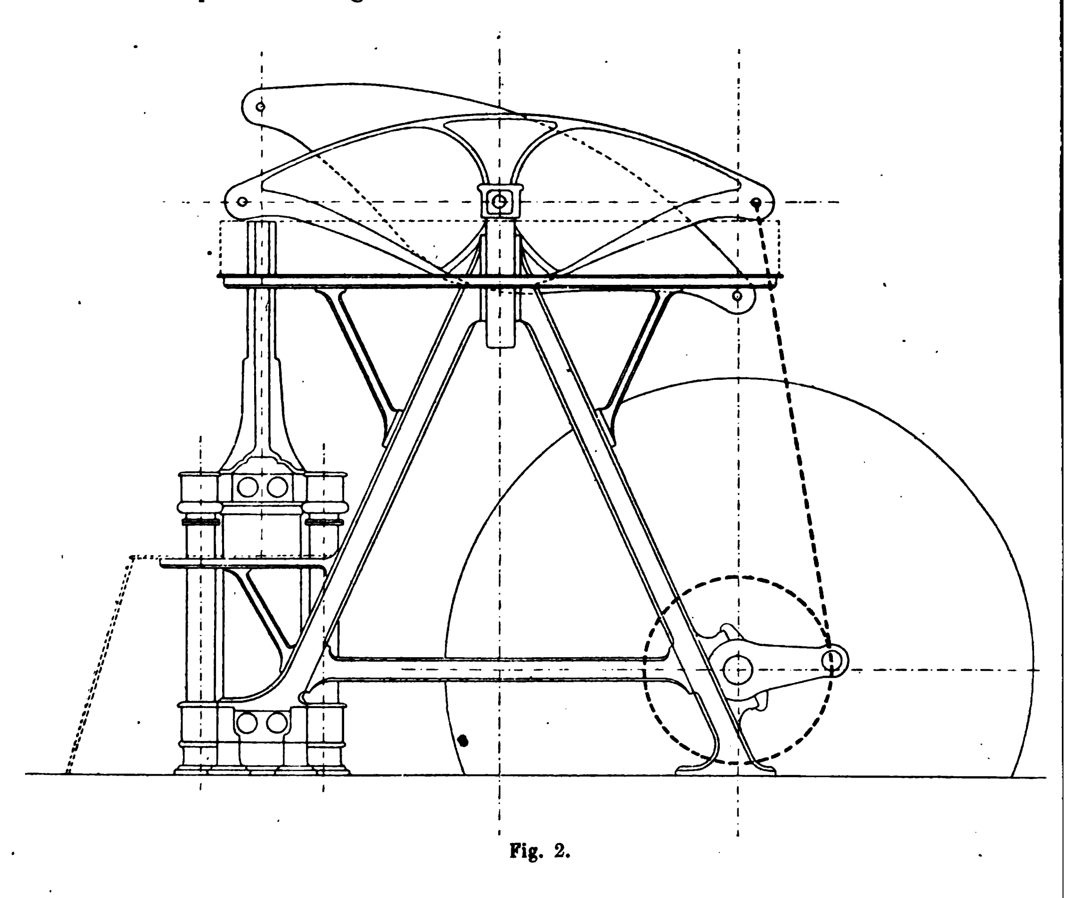


Fig. 2.

Ce dispositif, visiblement inspiré des bâtis en bois en usage dans les *ferry-boats* américains [1], soustrait les maçonneries aux réactions dues aux efforts de la vapeur, et les réduit à de simples massifs de support, en même temps qu'il établit une solidarité complète et des relations

1. Voir *Thurston*, ouvrage cité; *Engineering*, 1891, 1er sem., p. 66; id., 1893, 2e sem., p. 265.

La machine du *Puritan* est la plus grande du type, son cylindre à basse pression a 2m,794 de diamètre et 4m,270 de course.

invariables de position entre toutes les pièces fixes qui servent de guides aux organes mobiles.

4. — *Machines à action directe.* — La suppression du balancier con-

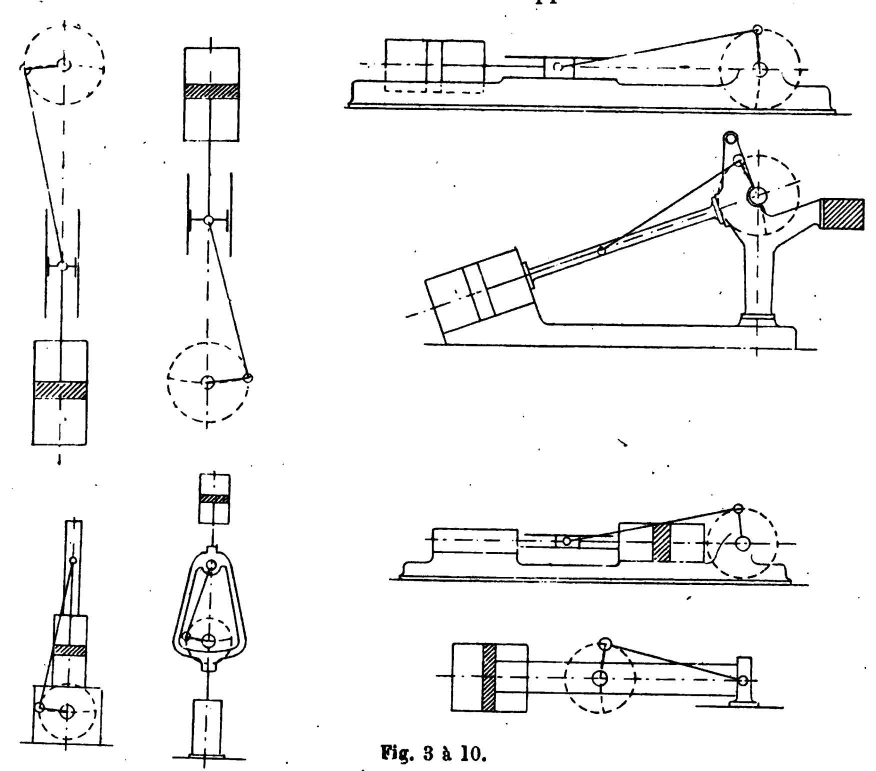


Fig. 3 à 10.

duit aux dispositions représentées figures 3 à 12 ; la figure 3 indique le

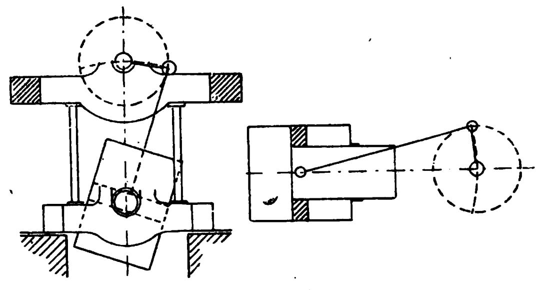


Fig. 11-12.

groupement des pièces d'une machine verticale qui n'est plus employée que pour des usages spéciaux (7e fascicule n° 82), et pour de petites

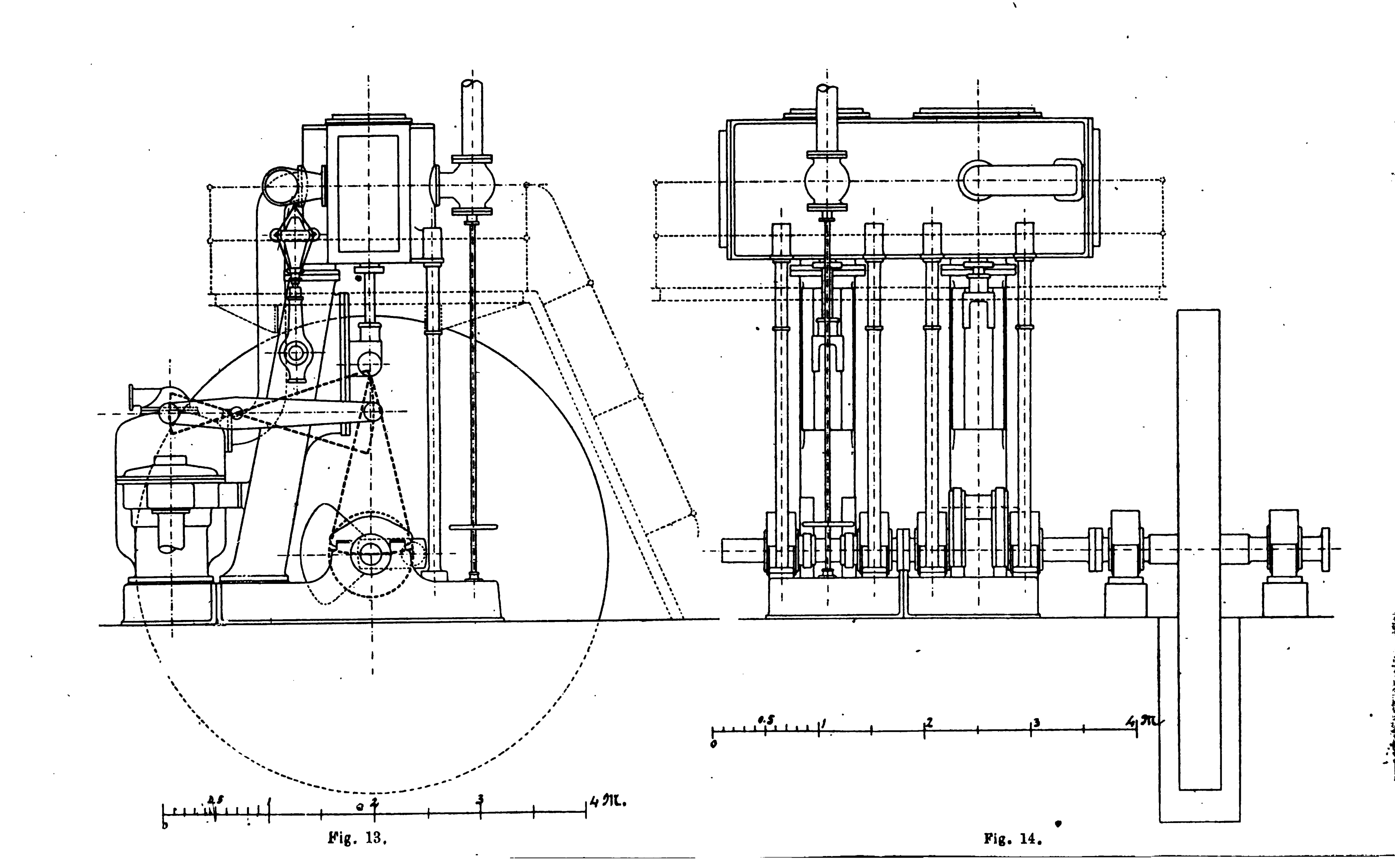


Fig. 13.

Fig. 14.

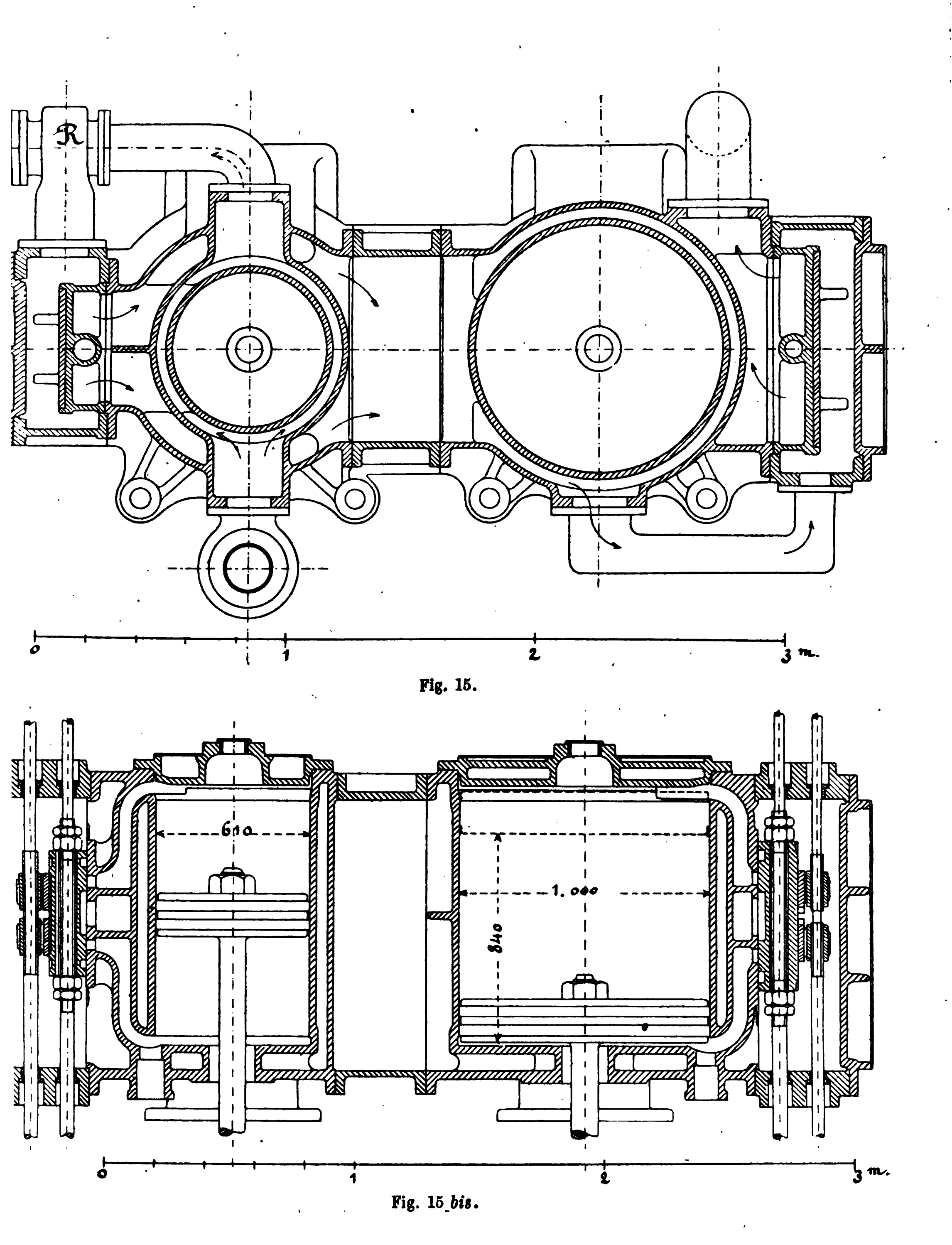


Fig. 15.

Fig. 15 *bis*.

machines murales (1). Pour les grands moteurs d'usines, la nécessité de placer l'arbre de couche et un lourd volant-poulie à une grande hauteur au-dessus du sol rendrait ce type très coûteux.

La figure 4 représente le type renversé, dit à pilon, qui s'indique lorsque l'emplacement est réduit en projection horizontale; il est universellement adopté pour les machines à hélice de la navigation, et on l'applique avantageusement à l'industrie lorsqu'on ne peut recourir au moteur horizontal. Les figures 13 à 15 *bis* représentent dans ses traits principaux une machine de 500 chevaux construite par la Société *le Phénix*, et dont les dispositions reproduisent celles des machines marines; les figures 16 et 17 donnent les dispositions essentielles des moteurs Corliss installés à l'usine centrale électrique de Berlin par la maison Van den Kerckhove (2).

Les machines horizontales les plus répandues comportent le même groupement de pièces (fig. 5); on trouve aussi des moteurs à ligne d'action inclinée (fig. 6), principalement dans les bateaux à roues, où la position de l'arbre impose cette solution, mais la plupart des moteurs fixes appartiennent aujourd'hui aux types normaux des figures 4 et 5. Le rapport de la bielle à la manivelle est ordinairement égal à 5, il descend à 4 et même au-dessous dans quelques machines verticales.

5. — ***Moteurs horizontaux et verticaux.*** — Les forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif, qui se présentent pour la machine pilon suivant une direction rapprochée de la verticale, sont directement équilibrées par la résistance des fondations lorsqu'elles agissent vers le bas, et par le poids mort de toute la machine lorsqu'elles s'exercent vers le haut. Ces forces d'inertie, les seules auxquelles on ne puisse résister par les réactions intérieures des bâtis, augmentent rapidement, pour la même course de piston, avec la vitesse angulaire de l'arbre; on conçoit donc que les machines verticales soient préférées pour les grandes vitesses de rotation; la nécessité de commander directement des dynamos a contribué à répandre ce type, qui n'était guère employé jusque

1. Voir les spécimens des constructeurs allemands *Wegelin et Huebner* (*Haeder, Dampfmaschinen*) et de la maison *Tangye* (*Engineering*, 1884, 1er sem. p. 519).

2. Voir : « Machine Corliss verticale du Creusot de 1000 chevaux », *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, pl. 11-12. Machine verticale à triple expansion de 1300 chevaux de la maison Sülzer, *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 61, pl. II et III.

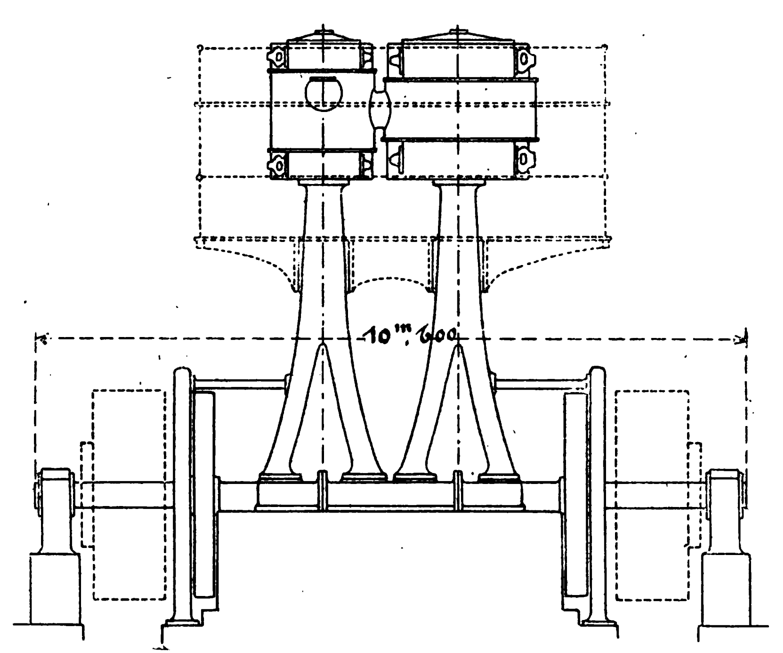


Fig. 16.

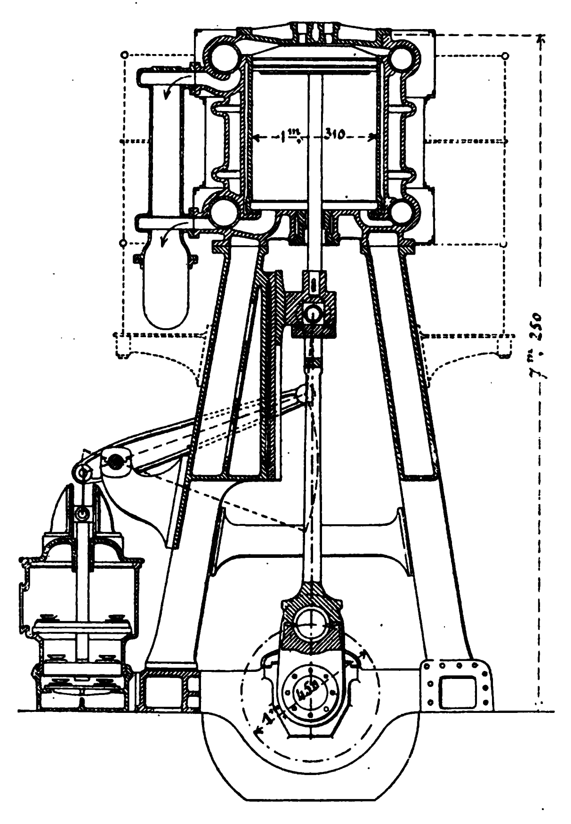


Fig. 17

dans ces dernières années que dans les laminoirs [1], mais cette préférence n'est cependant pas justifiée par des raisons absolues, car il existe des moyens d'équilibrer d'une manière suffisante, dans les machines horizontales, les forces d'inertie dues aux pièces à mouvement alternatif.

On a beaucoup discuté sur les qualités et les défauts respectifs des machines à ligne d'action horizontale ou verticale; les progrès de la construction sous le rapport de la précision, d'un meilleur choix des fontes à cylindres, etc., ont modifié des manières de voir généralement admises autrefois. On peut considérer comme acquis les points suivants :

Le moteur horizontal est plus accessible dans toutes ses parties, à moins qu'il ne s'agisse de petites machines, auquel cas ce point perd son intérêt; la confection des joints et des bourrages, la conduite du graissage et la surveillance générale se font sans difficultés. Toutes les manœuvres, modérateur, purges, injection, sont facilement concentrées entre les mains d'un seul homme, qui embrasse d'un coup d'œil tout l'ensemble du moteur.

On reprochait autrefois aux cylindres horizontaux de s'ovaliser par le poids des pistons, malgré le soin pris à les supporter au moyen de tiges traversant le couvercle d'arrière. Cette crainte est exagérée, les cylindres s'ovalisent par suite des mauvais montages que permettaient les anciens bâtis, ou à cause de la construction défectueuse des pistons, qui comportaient des moyens de serrage réglables à la main, mais en réalité presque toujours déréglés; les tiges de piston étaient trop faibles, et pouvaient prendre une flèche sensible entre les deux patins de guidage. Ces inconvénients sont suffisamment atténués par la construction moderne pour qu'on ne s'en préoccupe plus.

Les machines verticales ont pour elles leur moindre encombrement, et elles s'imposent pour cette raison unique lorsque l'emplacement fait défaut; les cylindres y sont entièrement affranchis de l'ovalisation. Par contre, elles coûtent plus cher à puissance et à vitesse de piston égales; cette différence de prix n'est même pas compensée par la moins value des fondations et du bâtiment. Les démontages, l'entretien et le graissage y sont toujours un peu plus difficiles et plus pénibles que dans

1. La plus grande partie des moteurs de l'Exposition d'électricité de Francfort en 1891, appartenaient au type vertical.

les machines horizontales, malgré le soin que l'on prend de disposer des passerelles d'accès à différents niveaux ([1]).

Pour les grands moteurs d'usines, l'opinion qui prévaut est que l'on ne doit recourir au moteur vertical que lorsqu'on y est forcé par la raison d'emplacement.

6. — *Machines pour emplacements réduits.* — Nous ne donnons que pour mémoire le dispositif des anciennes machines de *Maudslay* (fig. 7), abandonné depuis longtemps. La machine à tige-cadre (fig. 8) n'est plus employée que dans les pompes alimentaires, où le système à rotation est très léger et destiné seulement à limiter la course des pistons, franchir les points morts, et actionner la distribution.

Les machines à fourreau (fig. 12) ont été employées dans les premières années de la navigation à hélice; on peut leur reprocher quelques défauts d'importance capitale : inégalité des surfaces qui reçoivent l'action de la vapeur ([2]), action refroidissante du fourreau, grand diamètre du bourrage, circontance qui augmente les rentrées d'air et les résistances passives.

Pour les machines à gaz, le fourreau est souvent conservé comme organe de guidage; les inconvénients ci-dessus sont spéciaux aux moteurs à vapeur.

La machine à bielle en retour (fig. 10) est aujourd'hui abandonnée; elle a succédé, dans la marine militaire, au système à fourreau. On emploie quelquefois, dans la commande des pompes ou des compresseurs d'air, le système de la figure 9; ce type se retrouve aussi dans les machines soufflantes verticales.

Enfin, l'un des types les plus intéressants que l'on ait employés pour réduire la distance entre le cylindre et l'arbre, est la machine à cylindre oscillant (fig. 11), dans laquelle cette réduction atteint la longueur de la bielle. Les machines à cylindres oscillants ont été employées pendant longtemps dans les navires à roues; les derniers spécimens cons-

1. Cette observation ne s'applique pas aux machines marines. Lorsqu'on a fait usage de machines horizontales dans le but de les loger sous la flottaison, on a dû prendre des moteurs à bielle en retour (fig. 10). Ce type est tellement compact que la machine verticale est bien préférable sous le rapport de la facilité d'accès.

2. Pour une certaine pression bien déterminée assez basse et une certaine fraction d'admission, cet inconvénient disparait dans les machines à condensation, le travail alternativement négatif et positif de la pression atmosphérique sur le fourreau rétablit l'égalité.

truits ([1]) sont remarquables par leurs grandes dimensions, mais on leur préfère de plus en plus les machines inclinées.

Dans l'industrie, on ne trouve plus le cylindre oscillant que dans quelques petits moteurs spéciaux, principalement les machines à pression d'eau (2e fascicule, nos 99, 107); la distribution est particulièrement simple dans ce dernier cas, parce que l'introduction et l'évacuation se font à pleine course.

Le cylindre oscillant a contre lui la grande complication de sa distribution ([2]); la masse importante du cylindre occasionne des forces d'inertie dont le travail est théoriquement nul, mais qui produisent des usures latérales sur les tiges et les cylindres eux-mêmes; la mobilité du cylindre oblige à prendre pour tourillons les tubulures d'arrivée et de départ de la vapeur, et rend nécessaires des bourrages importants; celui qui se trouve du côté de l'évacuation est particulièrement nuisible à cause des rentrées d'air.

La machine à cylindre oscillant n'a eu sa raison d'être que dans la navigation, et son adoption à une certaine époque pour des moteurs fixes d'une certaine importance, et même pour des machines d'extraction, est un de ces cas d'imitation malheureux qui ne sont pas rares dans l'histoire de la machine à vapeur. En résumé, la plupart des systèmes essayés, en dehors des types généraux, ont fini, après avoir été appliqués à d'autres usages, par être relégués dans les spécialités pour lesquelles on les avait créés.

7. — *Moteurs conjugués*.. — La nécessité d'éviter les points morts dans les moteurs qui doivent effectuer de fréquentes manœuvres (machines locomotives, d'extraction, marines) a conduit à employer deux cylindres agissant sur des manivelles calées à angle droit, disposition qui donne au couple moteur une valeur plus régulière dans le tour; quelquefois, on fait agir les deux machines sur la même manivelle ou le même coude, mais les lignes d'action sont à angle droit, (fig. 202); on a même ainsi conjugué un plus grand nombre de machines dans un plan horizontal, en vue d'uniformiser le couple moteur (7e fascicule, n° 104).

Les machines à cylindres indépendants conjugués, dites machines jumelles, soit à balancier, soit à action directe, ont été employées comme

1. Paquebot *Ireland*, diamètre des cylindres : 2m,75, course des pistons, idem; puissance indiquée à 2 kilogrammes de pression et à 27 tours : 6.300 chevaux.
2. Type de *Penn*, voir les traités de Machines marines.

moteurs fixes d'usines, ou pour actionner des pompes, des souffleries, des compresseurs, parce que cette disposition permettait de conserver des cylindres de dimensions plus réduites, d'obtenir l'uniformité désirable avec un poids moindre de volant, et même éventuellement, de fonctionner à simple cylindre lors de réparations urgentes. Souvent aussi, dans les cas où l'on prévoyait pour l'avenir une augmentation de puissance, on s'est borné à établir l'une des machines, en se réservant la possibilité de la jumeler plus tard.

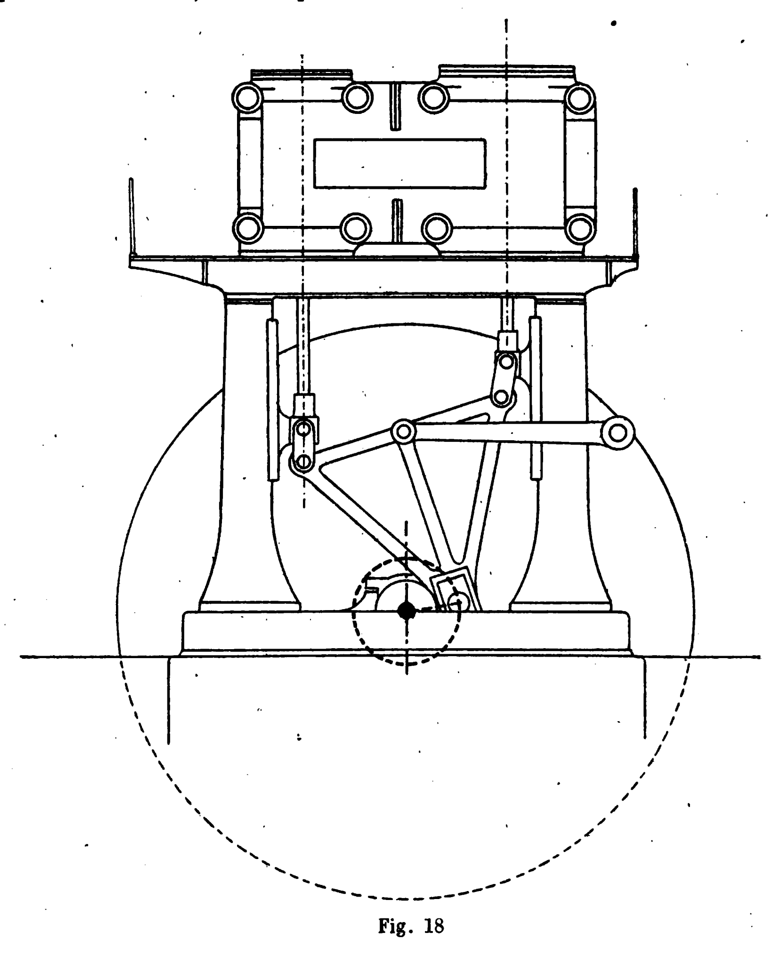


Fig. 18

On doit à *Fleming* et *Ferguson* une disposition nouvelle, généralement appliquée à des machines à expansion multiple, et représentée

par la figure 18; un grand moteur de 1600 chevaux a été construit pour une filature d'après ce type, dont l'étude serait intéressante au point de vue dynamique (1).

§ II

MACHINES ROTATIVES.

8. — Depuis Watt, les inventeurs se sont ingéniés à obtenir directement le mouvement de rotation sans passer par les organes de transformation habituels: la solution applicable aux machines à vapeur l'est aussi aux pompes, aux ventilateurs, aux compteurs d'eau, et en général à tous les appareils basés sur le jeu d'une capacité variable. Reuleaux (2) rapporte toutes les combinaisons proposées ou réalisées aux mécanismes élémentaires peu nombreux de la machine ordinaire, de la machine oscillante, de la manivelle à coulisse, et enfin du joint de Cardan et ses dérivés; il montre comment, par la fixation de divers éléments de ces mécanismes, par des suppressions ou des additions, ils peuvent englober toutes les inventions qui se sont fait jour successivement, mais sans aucun ordre logique. Parmi ces inventions, celles qui réalisent des machines rotatives proprement dites sont moins nombreuses qu'on ne pourrait le croire, mais les difficultés d'exécution y sont toujours très grandes, parce que les joints entre pièces fixes et mobiles cessent d'être constructifs lorsque les surfaces en contact ne sont ni des portions de plans, ni des portions de cylindres.

Dans les machines à vapeur, les fuites ont une importance beaucoup plus grande que dans les ventilateurs, où les pressions sont faibles; on s'explique donc l'abandon de toutes les machines motrices rotatives, malgré les avantages qu'elles avaient d'abord paru présenter.

1. *Engineering*, 1892, 2e sem., p. 543.
2. *Cinématique*, traduction française de A. Debize. L'étude synthétique contenue dans le chapitre IX de cet ouvrage est très remarquable, et de nature à épargner bien des recherches stériles aux inventeurs qui ne seraient pas encore rebutés par l'abandon successif de tout ce qui a été produit jusqu'à ce jour dans le domaine de la machine rotative.

Au début de la période industrielle de l'électricité, des tentatives intelligentes ont été faites pour rajeunir quelques-unes des combinaisons dérivées du joint universel, nous citerons dans ce genre les machines de Tower, et de Fielding, mais elles n'ont pas tardé à disparaître à leur tour devant des moteurs ordinaires étudiés en vue des grandes vitesses [1].

Enfin pour les vitesses de rotation excessives, les machines à réaction ou turbo-moteurs, ont apporté une solution qui ne laisse aux machines rotatives proprement dites qu'un intérêt purement cinématique.

§ III

MACHINES A RÉACTION.

9. — *Turbines à vapeur.* — Nous avons exposé ailleurs (3e fascicule, n° 143), en nous basant sur la théorie de l'écoulement des vapeurs, le fonctionnement de la turbine *Parsons* à pressions échelonnées [2]. Plus récemment, M. *de Laval*, de Stockholm, a réalisé une turbine à vapeur dans laquelle toute la chute de pression disponible entre la chaudière et l'atmosphère ou le condenseur est employée à donner la vitesse au jet, dont la réaction est utilisée sur une seule roue du genre axial.

A égalité de pression, la vitesse circonférentielle doit donc être beaucoup plus considérable que dans la turbine Parsons, ce qui amène une difficulté pratique ; par contre, il n'y a dans l'appareil aucune cause

1. *Tower Sperical Engine*, *Engineering*, 1884, 1er sem., p. 201, 251, 407; 1885, 1er sem., p. 303 et 451. — Machine *Fielding*, 1885, 2e sem., p. 104. — Machines *Dexter*, 1882, 1er sem., p. 207; *Brossard*, 1882, 1er sem., p. 329; *Hodson*, 1882, 2e sem., p. 159; *Pinchbeck*, 1886, 1er sem., p. 21; *Kingdon*, 1886, 2e sem., p. 570; *Rota*, *de Glen* et *Ross*, 1888, 2e sem., p. 74.

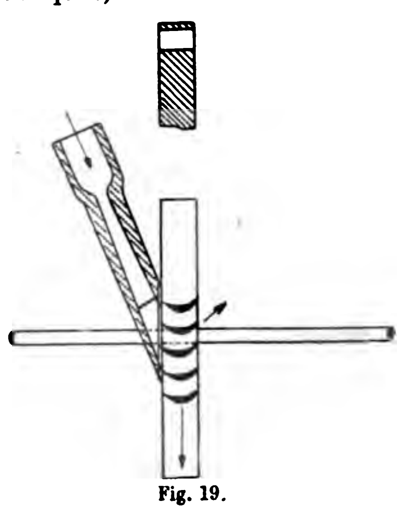
Voir aussi : *Minutes of Proceedings of C. E.*, vol. LXXXIII, p. 106, *John Imray*, High Speed Motors.

2. Voir la bibliographie indiquée dans le 3e fascicule. Une turbine basée sur le même principe avait été, paraît-il, essayée par C.-J. Hanssen, à Copenhague en 1870, sans grand succès.

Voir aussi la machine à réaction de *Morton*, *Engineering*, 1894, 2e sem., p. 211. Cette turbine comporte plusieurs roues concentriques ; d'après les essais, de Barr et Mavor, elle a consommé 39 kilogrammes de vapeur par cheval effectif.

de fuite. Les turbines de 5 chevaux sont à deux jets agissant sur deux points différents de la circonférence, celles de 30 chevaux sont à huit jets. Le régulateur agit sur la pression à l'introduction au moyen d'une valve équilibrée, mais pour de grandes variations permanentes de la puissance, on peut fermer ou ouvrir totalement un nombre plus ou moins grand d'orifices.

Comparativement aux moteurs hydrauliques, chacune des roues de la turbine Parsons est à réaction, c'est-à-dire que la pression y est différente de la pression atmosphérique ou de celle du condenseur, tandis que la turbine de Laval est comparable à une roue à libre déviation de Girard, dont elle a aussi le tracé (fig. 19).


Fig. 19.

Pour agir convenablement sur les aubes d'une turbine, le jet de vapeur doit, au moment où il débouche de l'orifice injecteur, se trouver à la pression du milieu dans lequel il s'écoule, sinon, le travail de détente se continuerait après la sortie, et serait employé à donner aux molécules des vitesses dans toutes les directions; la forme de l'ajutage a, paraît-il, une grande importance à ce point de vue.

La condition du maximum d'effet exige que la vitesse d'entraînement soit égale à la vitesse relative d'entrée, ces deux vitesses ayant pour résultante la vitesse absolue d'écoulement. La vitesse d'entraînement doit donc être considérable; sa valeur théorique serait d'environ 500 mètres par seconde pour les pressions usuelles, vitesse qu'il semble impossible d'atteindre au moyen des matériaux les plus résistants. Dans la turbine de 5 chevaux, la vitesse à la circonférence est de 175 mètres par seconde, et correspond au nombre, déjà énorme, de 30000 tours par minute; la conséquence de cet écart entre la vitesse théorique et celle adoptée est que la vitesse absolue de sortie est encore assez grande, et emporterait à l'échappement de l'énergie encore utilisable. L'inventeur a disposé le conduit de sortie de manière à produire un vide dans le milieu où se meut la turbine, et à abaisser ainsi la limite

inférieure du cycle; le principe de cet échappement est donc le même que celui des diffusoirs appliqués aux ventilateurs (7e fascicule).

Les essais poursuivis jusqu'ici accusent des consommations comparables à celles des machines à vapeur ordinaires; on a observé que la condensation procure une grande économie.

La grande vitesse de rotation obtenue n'est pas utilisable directement, même pour les dynamos; aussi, elle est ralentie dans le rapport de 10 à 1 au moyen d'une transmission par engrenages à tracé hélicoïdal à pas très fin; deux roues à hélices en sens contraire sont montées l'une près de l'autre sur le même arbre, afin d'annuler les poussées latérales qui se produiraient avec une seule roue. Ce mécanisme tourne dans l'huile et est silencieux.

De grandes difficultés pratiques étaient à vaincre pour rendre possible la rotation de la turbine à une vitesse qui atteint le triple de celle des broches des métiers à filer le coton; pour éviter les trépidations destructives, il faut que l'axe des tourillons soit axe principal d'inertie du système mobile, ce qui paraît impossible à réaliser rigoureusement. La solution adoptée dans la turbine *de Laval* consiste à monter la roue sur un axe long et flexible entre ses supports; cette disposition permet à l'axe naturel de rotation de s'établir moyennant une déformation très légère de l'arbre (1).

§ IV

MOTEURS SPÉCIAUX A GRANDE VITESSE.

10. — Nous rangeons sous ce titre les moteurs qui, à raison de leur destination, sont étudiés pour réaliser de grandes vitesses de rotation; c'est la commande des appareils centrifuges et surtout celle des machines électriques qui a nécessité cette nouvelle classe de moteurs industriels. Nous avons vu (8) que les machines rotatives proprement dites, généralement affranchies dans une mesure suffisante des forces d'inertie, n'ont pu se répandre à cause des grandes difficultés de cons-

1. *Engineering*, 1894, 2e sem., p. 229.

truction qu'elles présentent; les seuls types de machines rapides qui aient réussi sont ceux qui dérivent du mécanisme ordinaire de la machine à vapeur. Déjà, du reste, on était parvenu, dans les embarcations rapides, et en particulier dans les torpilleurs, à adapter le mécanisme à bielle à de très grandes vitesses de rotation, par une étude raisonnée des forces d'inertie [1].

Les obstacles qui s'opposent aux très grandes vitesses de rotation des machines ordinaires sont :

1°) l'altération du couple moteur due aux forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif;

2°) les chocs rapidement destructeurs auxquels peuvent donner lieu les articulations lorsqu'elles sont un peu usées;

3°) les trépidations amenées par les forces d'inertie transmises aux attaches des bâtis.

La plupart des types admis résolvent ces trois genres de difficultés d'une manière plus ou moins complète, et généralement par les mêmes procédés; ceux-ci seront étudiés dans le chapitre II (§ 2), car ils ne sont pas spéciaux aux moteurs qui nous occupent pour le moment. Les inconvénients rangés sous le 3° sont plus faciles à éviter dans la disposition verticale (5); celle-ci est donc la plus répandue pour les grandes vitesses, bien qu'il y ait à cette règle plusieurs exceptions, surtout parmi les moteurs américains (*Porter-Allen*, *Straight line*, *Armington* et *Sims*, etc).

11. — *Moteur Brotherhood.* — Trois cylindres à simple effet sont disposés à 120° autour de l'arbre (fig. 20 et 21). La vapeur est admise entre le piston et le couvercle de chaque cylindre pendant la course directe, et l'échappement s'effectue pendant la course rétrograde; cette disposition maintient constamment les bielles en compression si l'on a soin de fermer l'échappement assez tôt pour équilibrer la force d'inertie du piston et de la bielle par la contre-pression de la vapeur emprisonnée dans l'espace mort; le jeu des articulations est ainsi évité. La distribution s'effectue, soit par tiroirs séparés, soit par un seul tiroir tournant qui se meut avec l'arbre, et sert successivement pour les trois

1. Les premières machines de Willans étaient des machines d'embarcations; elles ont subi, depuis leur apparition, des transformations assez profondes, mais elles présentaient déjà néanmoins quelques-uns des caractères qu'elles ont conservés. (*Engineering*, 1884, 1er sem., p. 76.

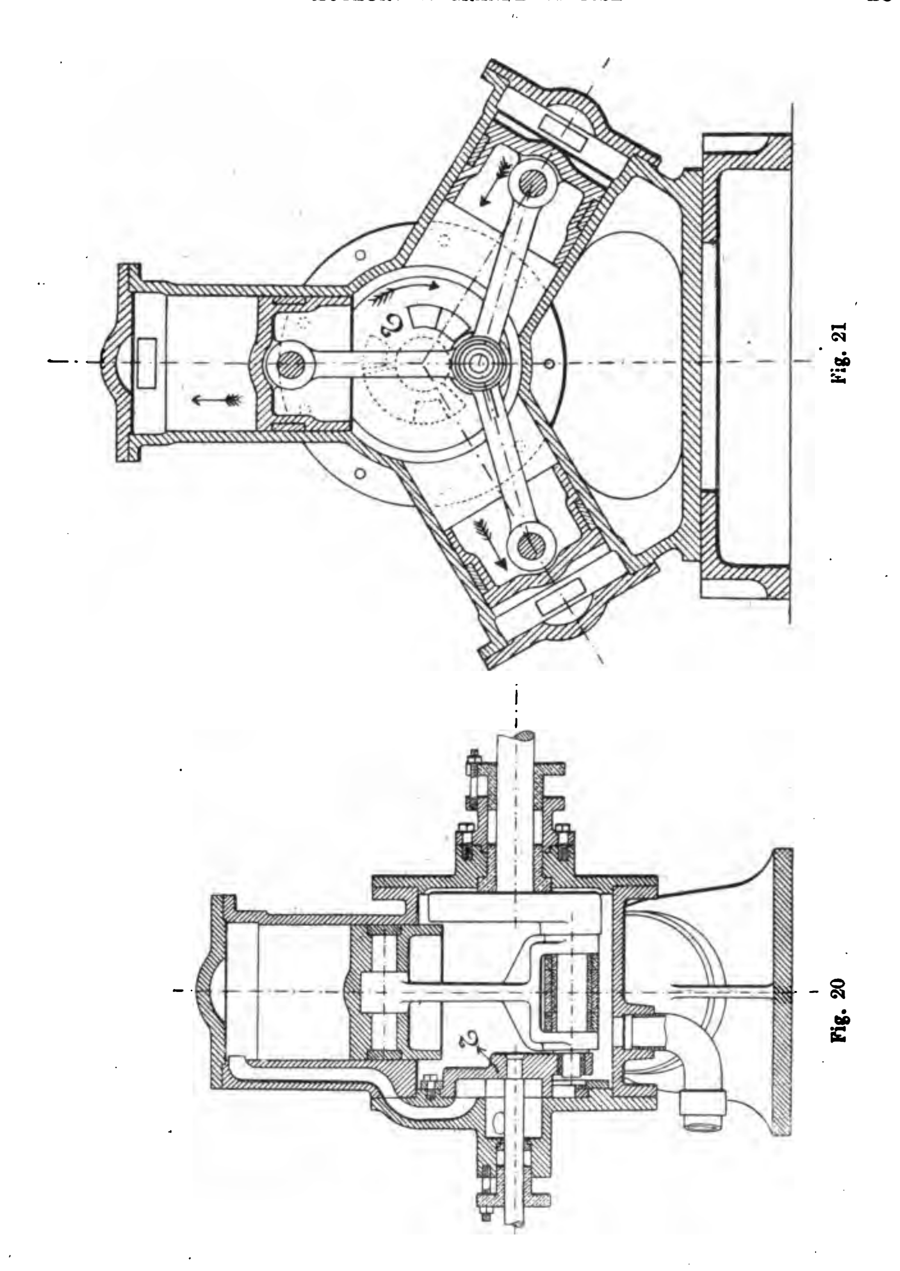


Fig. 21

Fig. 20

cylindres. Dans le type représenté, la vapeur est admise d'une manière permanente dans la chambre de la manivelle, la face opposée de chaque

piston est mise alternativement en communication avec cette chambre et avec l'atmosphère, un seul tiroir T accomplit la distribution.

Ces machines s'accouplent directement à des dynamos, des ventilateurs, etc., les vitesses de rotation de 700 à 800 tours par minute y sont assez fréquentes [1].

12. — *Moteur Westinghouse.* — Dans l'ancien type répandu par les ateliers Westinghouse, vers 1884, deux cylindres à simple effet atta-

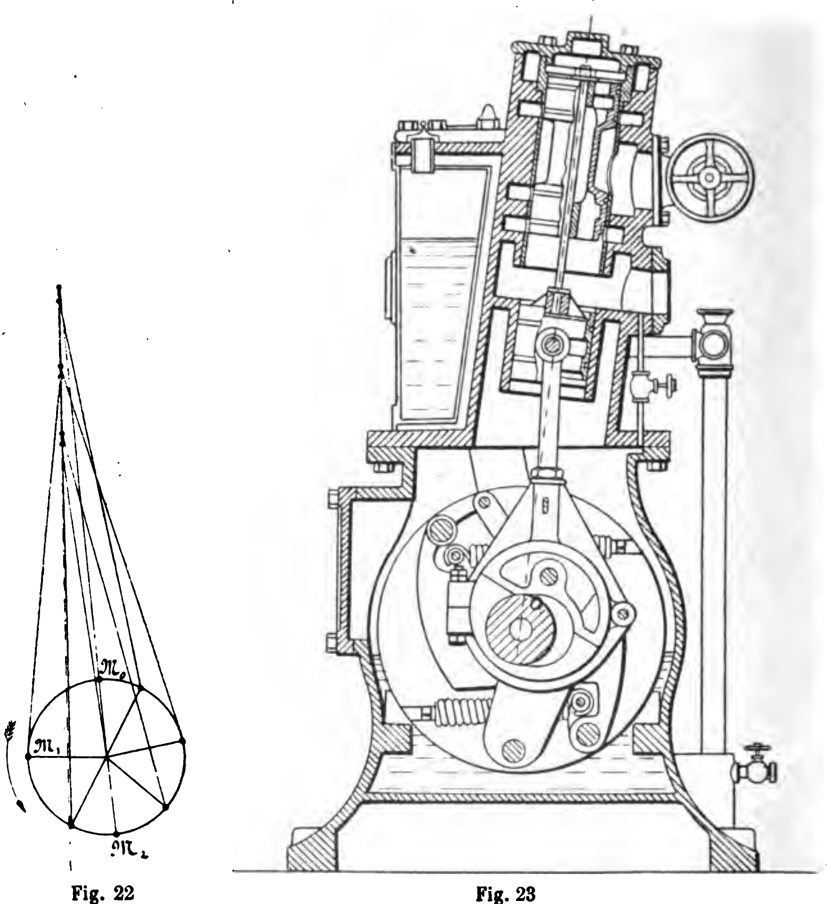


Fig. 22 Fig. 23

1. On peut citer comme appartenant plus ou moins au même genre : la machine *Vosper*, *Engineering*, 1879, 2e sem., p. 569; *James* et *Wardrope*, 1882, 1er sem., p. 521; *Ridcalgh*, 1883, 1er sem., p. 604; *Abraham*, 1883, 2e sem., p. 548.

quent les coudes opposés d'un même arbre, de manière à maintenir les bielles en compression pendant la période motrice, et à éviter les inconvénients provenant de l'usure des articulations; pendant la course montante, les forces d'inertie du piston et de la bielle mettraient celle-ci en tension, mais la distribution est réglée avec une forte compression à la fin de l'échappement. Cette machine est caractérisée par une disposition cinématique originale : l'axe des cylindres, au lieu de rencontrer l'arbre, est dirigé de manière à réduire considérablement l'obliquité de la bielle dans la période motrice, (fig. 22), ce qui diminue les efforts du guidage. Il résulte également de cette disposition que la course descendante de chaque piston correspond à l'arc M_0 M_1 M_2, c'est-à-dire à un peu plus d'un demi-tour de l'arbre, et qu'il n'y a pas à proprement parler de point mort, puisque, pendant une petite fraction de tour les deux pistons descendent; cet avantage est cependant de peu d'importance dans la faible mesure où il se produit.

La distribution se fait par un seul tiroir cylindrique (fig. 23), dont les recouvrements sont convenablement choisis, circonstance qui dérive de ce que les manivelles sont opposées.

Le type actuel des machines Westinghouse n'est plus basé sur le même principe, ses cylindres sont montés en *tandem* [1].

13. — Dans quelques moteurs on équilibre à peu près complètement les forces d'inertie au point de vue des réactions qu'elles peuvent déterminer sur les attaches du bâti (32) en faisant usage de deux cylindres, et en disposant les pistons et tous les organes à mouvement alternatif de telle sorte que leurs vitesses et leurs accélérations soient toujours dirigées en sens contraire. Ce système peut être appliqué à des cylindres indépendants, ou au fonctionnement compound. Dans la fig. 24, qui représente une disposition adoptée par *Easton* et *Anderson*, les forces d'inertie forment un couple horizontal peu important et qu'il

Matthew, 1881, 1er sem., p. 167, et 1885, 1er sem., p. 554; *Parsons*, 1884, 1er sem., p. 227; *Bever*, 1888, 1er sem., p. 102; *Dodd*, 1888, 2e sem., p. 330. Les machines motrices à air comprimé des torpilles Whitehead sont du même genre, *Engineering*, 1890, 2e sem, p. 632.

Dans la machine *Newall* (*Engineering*, 1889, 1er sem., p. 391), le mouvement angulaire des bielles est utilisé pour faire la distribution de la vapeur par les pivots.

1. Moteurs Westinghouse de l'Exposition de Chicago (*Engineering*, 1894, 1er sem., p. 71).

n'est possible d'annuler qu'en faisant coïncider les axes des deux cylindres, comme dans la machine équilibrée de *Wells* (fig. 25).

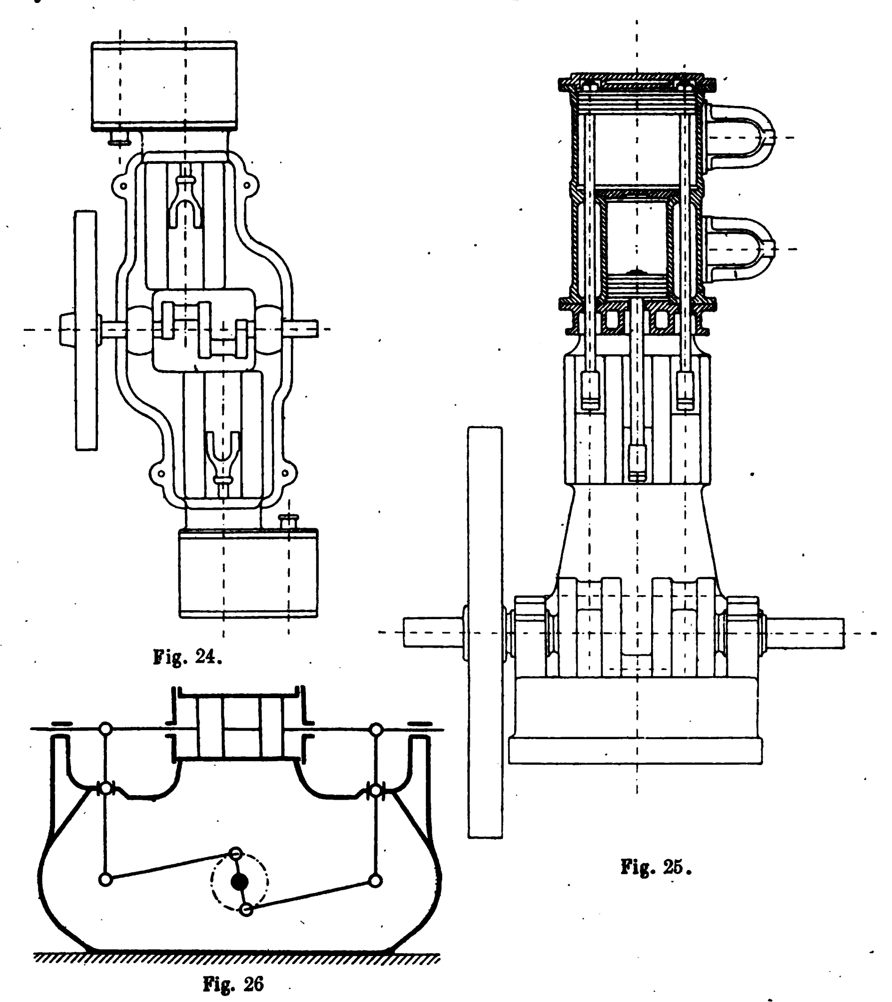


Fig. 24.

Fig. 25.

Fig. 26

Le dispositif adopté par les anciens ateliers *Ducommun*, à Mulhouse (fig. 26), est du même genre, mais l'action à simple effet sur chacun des pistons permet en outre de faire porter les articulations toujours du même côté ; on atteint ainsi, pour les plus petits moteurs de quelques chevaux de puissance, la vitesse de 750 tours par minute [1].

1. *Zeitschrift des* V. *D. I.*, 1894, p. 1165,

14. — Dans la plupart des petits moteurs à grande vitesse, la chambre des manivelles est fermée, et les articulations essentielles, ainsi que les tourillons de l'arbre, se meuvent dans un bain de matière lubrifiante; dans le moteur Westinghouse (fig. 23), l'huile graisse d'abord les paliers, et est ensuite ramenée par un conduit dans la chambre des manivelles, où elle est maintenue à hauteur convenable par une couche d'eau qu'on peut régler; une disposition analogue se trouve dans la machine *Willans.*

15. — *Machines Willans, dites à valve centrale.* — Elles sont à une, deux ou trois manivelles, chacune d'elles est actionnée par un, deux ou trois pistons montés sur la même tige, suivant qu'il s'agit de machines simples, compound ou à triple expansion. La figure 27 représente la machine compound à deux manivelles ; les cylindres sont à simple effet, et par conséquent, les manivelles sont opposées ; pour que les bielles agissent toujours en compression pendant la course de bas en haut malgré l'inertie qui tend à les détacher de la manivelle vers la fin de ce mouvement, une disposition spéciale est adoptée, elle consiste en un cylindre à air, formé par un alésage cylindrique du bâti qui sert de guide à la crosse ; celle-ci est tournée exactement de manière à former piston étanche à l'intérieur de ce guide; l'air est emprisonné à la pression atmosphérique lorsque la crosse est au bas de sa course et découvre les orifices *o*, il est comprimé et agit comme un ressort pour équilibrer les forces d'inertie lorsque celles-ci atteignent leur maximum au sommet de la course. Ce travail de compression est régénéré par la détente de la course descendante.

Les pistons P_1, P_2, sont montés sur une même tige creuse, à l'intérieur de laquelle se meuvent une série de tiroirs cylindriques manœuvrés par une tige commune, et actionnés par un seul excentrique faisant partie du tourillon du coude; la bielle motrice est dédoublée de manière à livrer passage à cet excentrique.

Le mouvement de distribution est lui-même maintenu en compression par l'action permanente de la vapeur sur le tiroir supérieur; pour l'étude de la distribution, etc. (voir n°s 43, et 79, 10°). Le fonctionnement de la vapeur est le suivant : les pistons P_1 et P_2 étant supposés au commencement de leur course descendante, la vapeur vive est admise sur le piston P_1 et la vapeur du réservoir R_1 est admise sur le piston P_2; pendant la course ascendante, la vapeur admise sur le piston P_1 à la course précé-

dente se transvase sur l'autre face et remplit le réservoir R_1, la vapeur du grand cylindre s'échappe à l'atmosphère ou au condenseur, la face inférieure de ce piston communiquant d'une manière permanente avec l'orifice du tuyau d'échappement E.

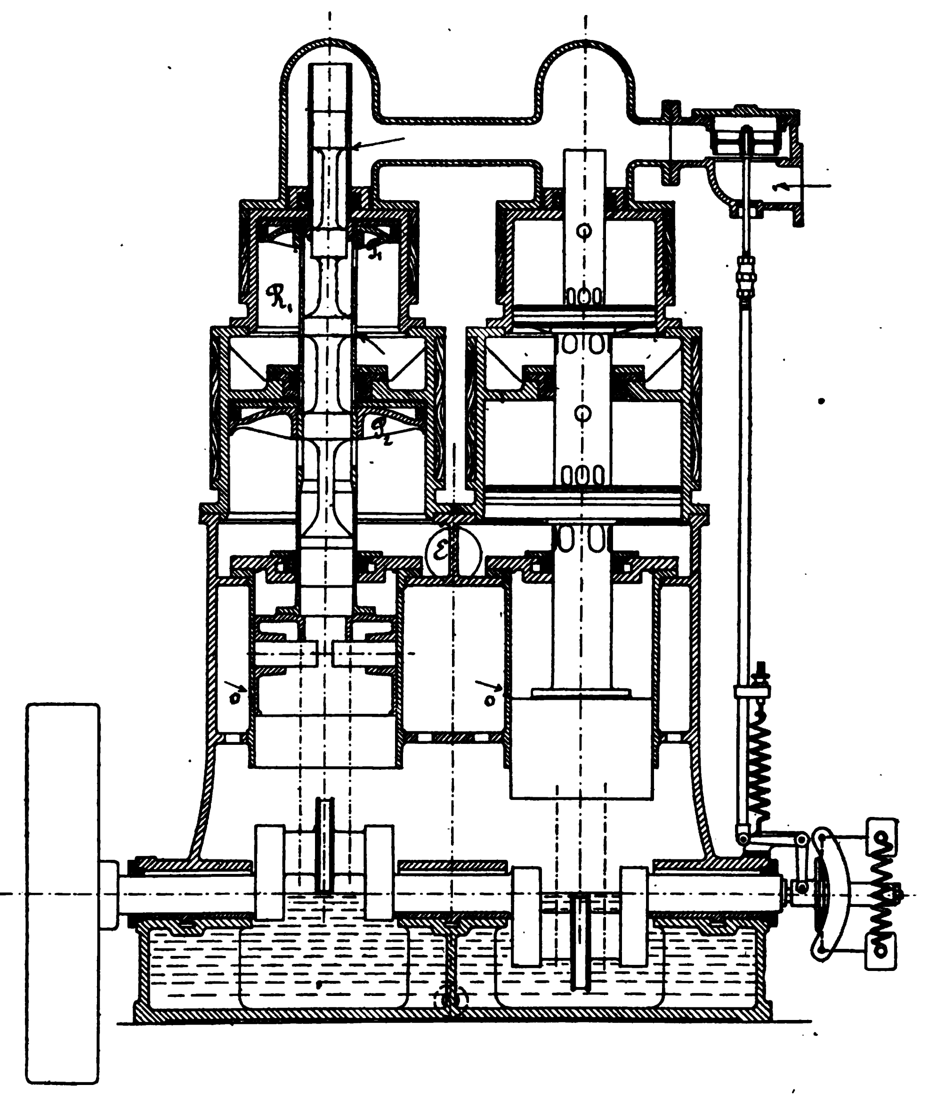


Fig. 27

Dans les types actuels, la disposition de l'échappement est modifiée, et ressemble à celle des anciennes machines de Cornouailles ; la face active du dernier piston ne communique jamais directement avec l'air libre ou le condenseur, mais la vapeur est transvasée au préalable sur la face inférieure, dans une chambre isolée à ce moment, et qui fonctionne comme un réservoir; cette chambre est ensuite mise en communication avec l'échappement pendant la course descendante des pistons. L'objet de cette disposition est de réduire la condensation initiale dans le dernier cylindre, avantage qui a été reconnu aux anciennes machines d'épuisement à simple effet (7e fascicule n° 67).

La chambre des manivelles est fermée, afin d'éviter les projections d'huile; elle renferme une couche d'eau sur laquelle flotte le lubrifiant plus ou moins mélangé avec elle, et introduit par un entonnoir; une colonne de niveau est en communication avec le fond de la chambre (fig. 28); cette colonne est ouverte à la partie supérieure, on peut donc y verser de l'eau jusqu'au moment où elle affleure avec le trou de trop plein Z. La communication a lieu par un siphon, avec interposition de la chambre à air X, qui amortit les chocs et empêche les projections. Ces machines sont à course réduite (moins de la moitié du diamètre du grand cylindre) ; ainsi, les particularités du type représenté sont :

Diamètre du petit cylindre	254 millim.
Diamètre du grand cylindre	356 —
Course	152 —
Nombre de tours par minute	460 tours
Vitesse moyenne de piston	2m,34
Puissance à 8 atmosphères	80 chevaux

Fig. 28.

Ces moteurs sont souvent accouplés directement à des dynamos, le type le plus grand développe 500 chevaux pour 250 révolutions par minute, il est à trois manivelles, la course des pistons est de 12 pouces.

Depuis quelques années, un grand nombre de moteurs présentant les mêmes dispositions générales que ceux que nous venons de décrire ont été créés; en général ils ne sont pas à détente variable, le régulateur agit par étranglement. Dans les stations centrales électriques, on s'attache, par la multiplication des unités, à donner à chaque machine une

charge uniforme et constante ; la variation de la puissance totale s'obtient par la mise en marche ou l'arrêt d'un certain nombre d'unités.

16. — *Moteur Collmann* (1). — Comme exemple des dispositions auxquelles on a été conduit par la préoccupation des forces d'inertie, nous citerons encore le moteur Collmann, dont un spécimen a été exposé à Francfort en 1891, et qui vient d'être adopté pour deux stations électriques à Vienne. Les deux cylindres agissent sur des coudes opposés (fig. 29 et 30), et l'on s'est attaché à diminuer autant que possible l'effet des forces d'inertie sur les tourillons de l'arbre et sur la plaque d'assise du bâti en rapprochant les lignes d'action ; c'est dans ce but que les cylindres sont superposés et se recouvrent partiellement. Pour une machine verticale, il y a toujours intérêt, d'ailleurs, à équilibrer au point de vue statique le poids des pièces mouvantes, en vue de rendre le couple de rotation plus uniforme ; ce résultat est atteint, en même temps que l'équilibrage des forces d'inertie, en donnant aux masses mouvantes le même poids pour les deux cylindres, et en opposant les manivelles ; la condition de poids est ici remplie en donnant au petit piston, qui est massif de fonte, une forte surépaisseur.

Cette machine, avec une course de 700 millimètres, atteint 140 tours par minute, soit $3^m,30$ de vitesse de piston, chiffres qui n'ont du reste rien d'excessif, et qui sont notablement dépassés par certaines machines de la navigation.

Comme les efforts de la vapeur dans le sens vertical s'équilibrent sensiblement, les paliers de l'arbre sont pour ainsi dire affranchis de tout effort autre que celui dû au poids mort de cette pièce.

Cependant, comme les axes des cylindres ne coïncident pas, les efforts de la vapeur, aussi bien que ceux dus à l'inertie, produisent un couple dans le plan des deux tiges ; celui provenant de la vapeur est équilibré par un couple égal agissant sur les cylindres, qui le transmettent au bâti, tandis que le couple des forces d'inertie modifie periodiquement les réactions qui se développent entre le bâti et le massif de fondation. Il convient de remarquer que le bras de levier de ce couple est faible.

Entre les machines ordinaires et les moteurs spéciaux dont il est question dans ce paragraphe, il existe une catégorie de types améliorés

1. *Engineering*, 1895, 1er sem., p., 240.

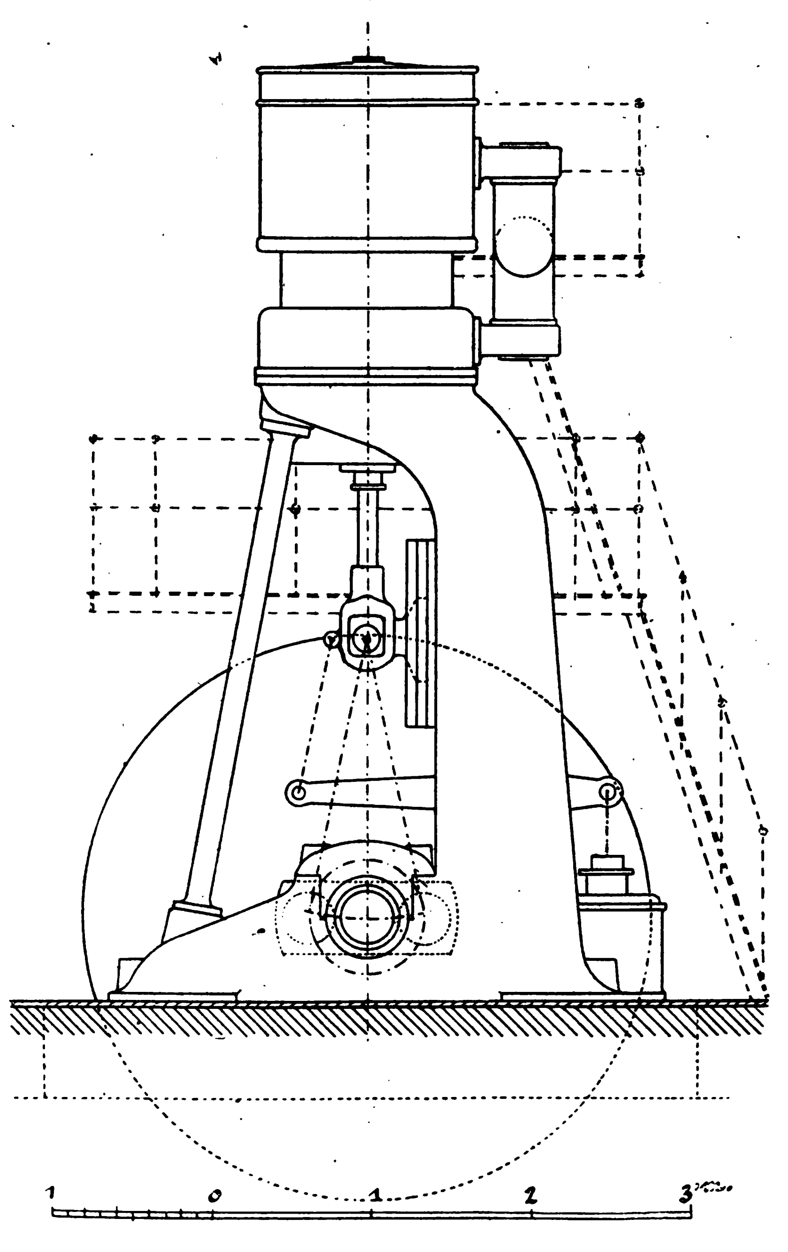


Fig. 29,

en vue des grandes vitesses, sans qu'aucun élément nouveau intervienne dans la construction ; on veille avec un soin spécial à l'effet des forces

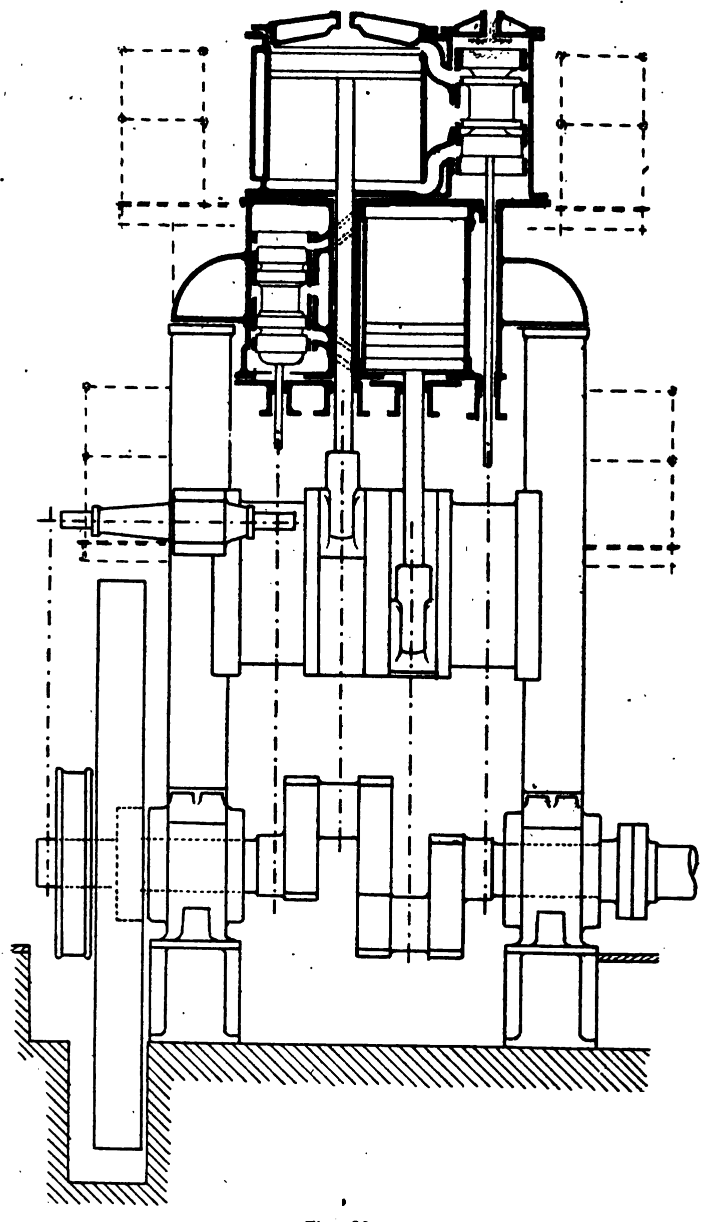


Fig. 30.

PLANCHE I

d'inertie, dont on combine le diagramme avec celui de la vapeur; on s'attache à réduire l'usure des pivots et des coussinets, et à prévenir les chocs qui en résulteraient, en donnant aux tourillons de grandes surfaces. Ces machines, généralement de petite taille, appartiennent à deux types principaux : les moteurs verticaux, imités des machines d'embarcation, et les moteurs horizontaux; ils sont simples ou compound, et, dans ce cas, les cylindres sont côte à côte ou en *tandem*. La plupart de ces machines sont munies du régulateur à ressorts, décrit au nº 114, agissant sur la distribution.

Au point de vue du couple dû à l'action de la vapeur, il y aurait toujours intérêt à disposer les manivelles à angle droit, tandis qu'elles devraient être opposées pour l'équilibrage des forces d'inertie; la régularité dans le tour étant toujours assurée par le volant dans les machines à grande vitesse, c'est généralement le dernier parti que l'on adopte. Enfin, on fait presque toujours usage, dans les machines à grande vitesse, à cause de la nécessité d'éviter les porte-à-faux, de coudes compris entre deux paliers, au lieu de manivelles simples [1]; la condensation est difficilement applicable aux vitesses de plus de 150 tours, à moins de dispositions tout à fait spéciales pour la commande de la pompe à air: dans les grandes installations, on a souvent recours à un condenseur commun à plusieurs machines, dont la pompe à air est mue par un moteur indépendant.

La planche I, donne, en élévation et en plan, l'ensemble d'un moteur compound à condensation de cette classe, construit par la Société *le Phénix.*

On remarquera, comme caractère saillant de ce type, son bâti d'une seule pièce de fonte, contenant les trois paliers de l'arbre principal, les guides de la crosse, et les brides circulaires pour l'assemblage des cylindres. Le type le plus fort de cette série développe 300 chevaux; le genre de bâti employé devient trop lourd pour des puissances supérieures; le spécimen représenté développe environ 100 chevaux à condensation et à 140 tours par minute.

1. On peut considérer comme un exemple réussi de machine verticale à grande vitesse celle que les ateliers d'Œrlikon (Suisse) avaient exposée à Paris en 1889; du type ordinaire compound, avec une course de 450 millimètres, elle tournait à 240 tours par minute; ce résultat était obtenu par l'allègement des pièces, des tiges tubulaires, les pivots creux de grande surface, les bielles plates, les coudes opposés, etc.

§ V

MACHINES SEMI-FIXES ET MACHINES LOCOMOBILES. — MOTEURS POUR LA PETITE INDUSTRIE.

17. — On range dans la catégorie des machines *semi-fixes* celles qui sont disposées, avec leur générateur, sur une plate-forme en fonte ou un cadre métallique servant de fondation; on peut donc les transporter montées, en n'importe quel endroit, sans autre précaution que de les placer de niveau. L'ensemble est d'un poids suffisant pour résister aux forces d'inertie.

Ces machines appartiennent à deux types: pour les petites puissances, la chaudière est verticale, figures 31 et 32 (voir 4e fascicule); le moteur est horizontal dans le type représenté (1), mais il peut aussi être vertical.

Pour les puissances plus grandes, atteignant par exemple 20, et jusqu'à 100 chevaux, on a recours à la chaudière tubulaire, genre locomotive; la machine est le plus souvent disposée en dessous; elle est à cylindres conjugués ou compound; le bloc des cylindres sert de support à la boîte à fumée, les volants sont latéraux (fig. 33, *type de la Société Alsacienne*). On trouve cependant des types puissants dans lesquels la machine est disposée au-dessus de la chaudière, ce qui permet de placer les poulies au-dessus du sol, tandis que, dans le système précédent, elles doivent se loger en partie dans les enclaves ménagées dans une fondation.

Lorsqu'on établit la machine sur la chaudière, son bâti doit être disposé de manière à ne pas soumettre celle-ci à des tensions dues à l'action du mécanisme; cette remarque s'applique également aux locomobiles. L'attache directe des pièces sur la chaudière aurait encore pour effet de fausser le montage par suite des dilatations (2).

1. Ce type est celui de la Société *le Phénix*, qui le construit en plusieurs puissances.

2. Voir pour les types de machines semi-fixes: *Engineering*, 1878, 2e sem., p. 470 (Garrett); 1881, 2e sem., p. 6 et 594; 1884, 1er sem., p. 127; 1885, 2e sem., p. 206 (Robey); 1886, 2e sem., p. 50 (Garrett); 1886, 2e sem., p. 55 (Fowler); idem, p. 550 (Davey Paxmann, 100 chevaux); 1889, 1er sem., p. 691, 698; 1888, 2e sem., p. 29 (Marshall, triple expansion); idem, p. 62; 1891, 2e sem., p. 137 (Clayton et Schuttleworth); 1891, 1er sem., p. 722 (Wolff, de Magdebourg, 100 chevaux).

En France, on trouve les types bien connus de la Société de Pantin (Weyher et Richemond), Bourdon, Le Blanc, Chaligny et Cie, Biétrix, etc. Voir *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie.

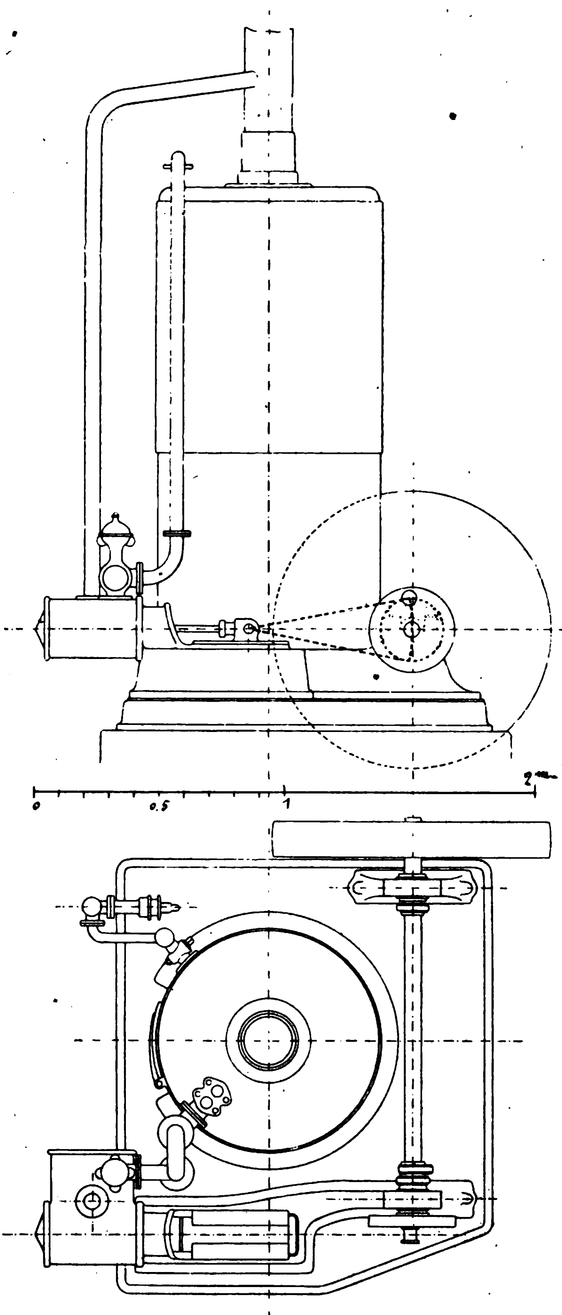


Fig. 31-32

On s'attache à simplifier les garnitures de la chaudière, à diminuer le nombre des joints, à disposer la tuyauterie d'une manière compacte sans négliger la facilité d'accès.

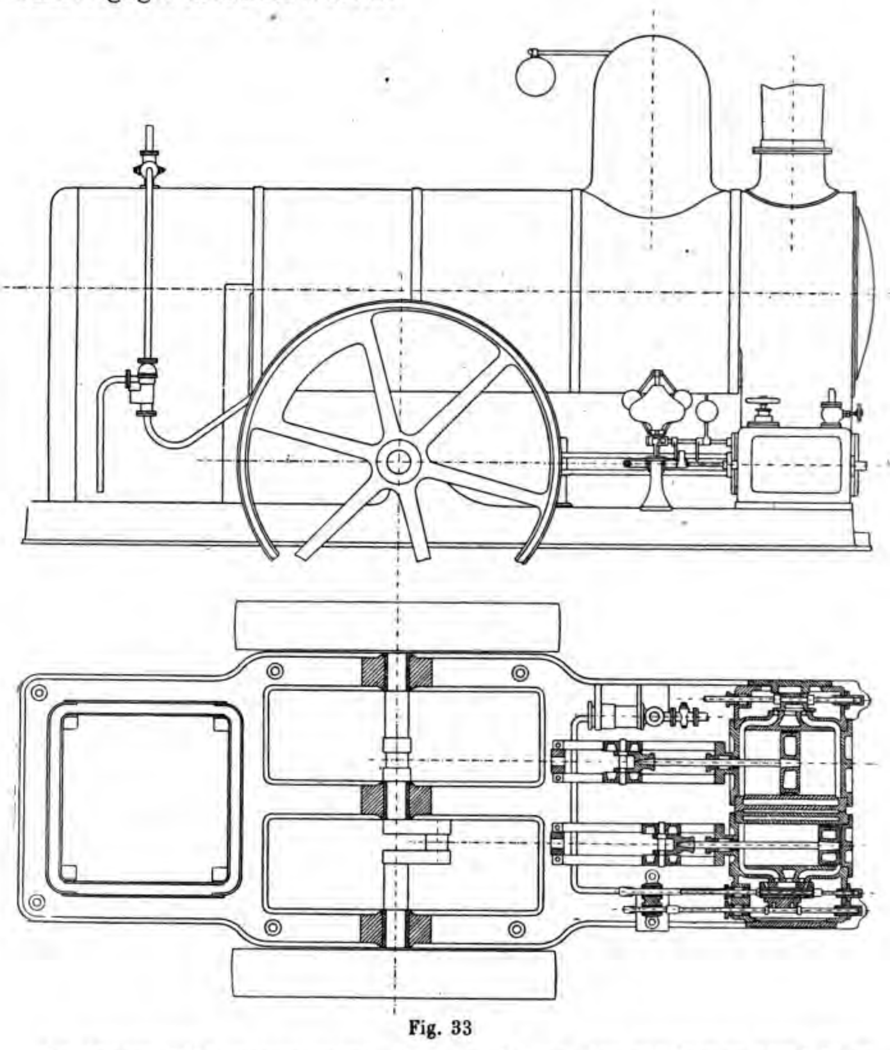


Fig. 33

La locomobile proprement dite ne diffère des machines semi-fixes qu'en ce qu'elle est montée sur roues (fig. 34); l'avant-train pivotant est sous la boite à fumée ; la cheminée se replie pour le transport; la présence du train de roues oblige à placer ici le moteur au-dessus de la

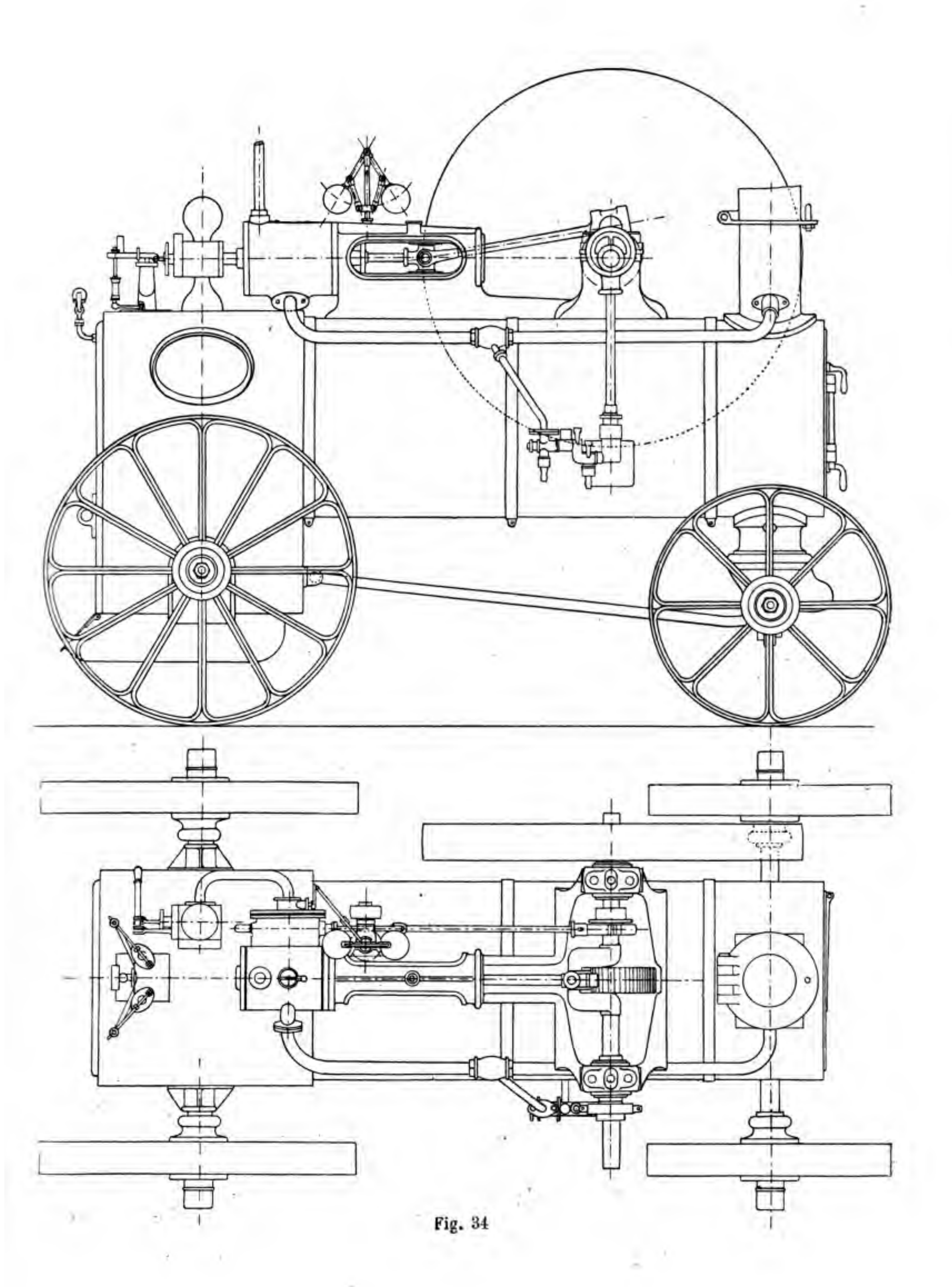


Fig. 34

chaudière. Il existe également de petites locomobiles à chaudière verticale montées sur un seul essieu ([1]).

A une certaine époque, on s'est particulièrement préoccupé de réaliser des moteurs à vapeur pour l'industrie en chambre ; on y est plus ou moins parvenu, malgré les difficultés spéciales du problème, qui est généralement résolu aujourd'hui par le moteur à gaz et par le moteur à pétrole, sans parler de la machine à air chaud qui ne s'est pas beaucoup répandue (voir 3e fascicule). L'industrie en chambre exige un moteur qui ne demande que peu de surveillance et qui soit néanmoins de marche stable et exempt de danger ; parmi ceux qui réalisent le mieux ces conditions, nous citerons le moteur *Davey*, qui fonctionne à la pression atmosphérique, et par conséquent à condensation ([2]) ; la pression motrice y est de $0^k,7$ environ par centimètre carré. Le moteur est construit pour les forces de 1, 2, 4 et 6 chevaux ; la condensation s'y fait par surface, la vapeur liquéfiée est donc intégralement retournée à la chaudière par la pompe à air ; pour réparer les pertes, une légère colonne d'eau suffit pour l'alimentation à la pression atmosphérique. Le générateur en fonte (fig. 35), à feu continu et lent, est alimenté au coke, et forme le bâti de la machine.

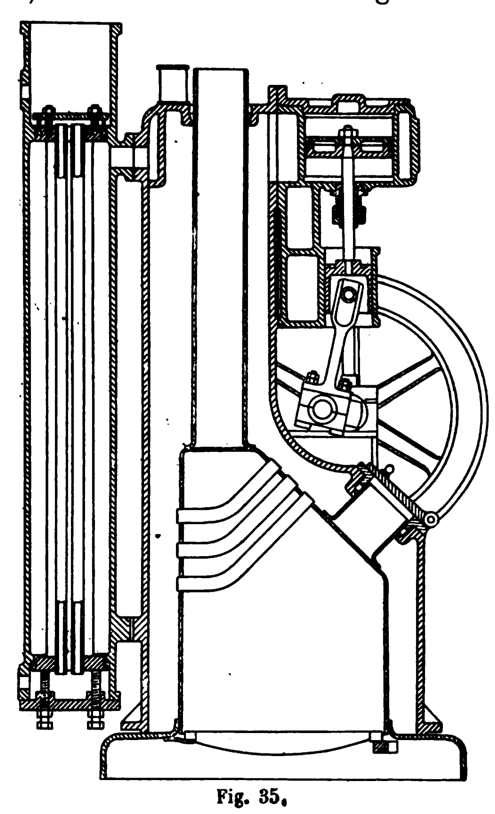


Fig. 35.

1. *Histoire de la machine locomobile*, *Engineering*, 1879, 1er sem., p. 533, 547 ; même recueil, 1882, 2e sem., p. 542 ; 1883, 2e sem., p. 100 ; 1884, 2e sem., p. 577 ; 1889, 1er sem., p. 521 ; 1889, 2e sem., p. 546 ; 1891, 1er sem., p. 722.

Praktische Maschinen Constructeur, 1892, pl. 28, 36, 37, 44, 45. Notre figure 34 a été extraite de dessins plus détaillés publiés dans ce recueil.

2. *Engineering*, 1884, 2e sem., p. 49 ; 1885, 1er sem., p. 509 ; 2e sem., p. 49 ; 1886, 2e sem., p. 62 ; 1889, 1er sem., p. 710.

Rapport de M. *Vinçotte* au Congrès des Ingénieurs en Chef tenu à Paris en 1885, p. 23.

La consommation d'eau réfrigérante est très réduite lorsqu'on a soin de la refroidir par circulation. La consommation de coke a été trouvée de 3 à 4 kilogrammes par heure et par cheval, ce qui n'est pas excessif; d'ailleurs, pour des moteurs de l'espèce, ce facteur est peu important.

Dans plusieurs machines imaginées pour répondre au même programme, on a généralement employé un générateur trop petit, à vaporisation active, et dont l'inconvénient est de donner une pression très instable lorsque le foyer n'est pas régulièrement alimenté.

CHAPITRE II

Théorie dynamique des moteurs à vapeur [1]

§ I

MACHINES MONOCYLINDRIQUES

18. — *Calcul de la puissance d'une machine donnée.* — Soient, pour une machine à double effet, supposée d'abord sans espaces nuisibles :

p_0, la pression absolue de la vapeur pendant l'introduction;

v_0, le volume d'introduction à chaque coup de piston;

v_1, le volume total engendré par le piston; ce volume est le même pour les deux courses si l'on fait abstraction des tiges;

δ, le rapport de détente, ou des volumes v_1 et v_0;

p', la contre-pression absolue pendant l'échappement à l'air libre ou au condenseur;

n, le nombre de tours de l'arbre par minute.

Le travail exercé par la vapeur sur une face du piston pendant un

1. Nous ne revenons pas, dans cette étude, sur les questions déjà traitées d'une manière générale dans la *Théorie des Mécanismes*, qui forme le premier fascicule de cet ouvrage, et qu'il sera facile d'adapter à la machine à vapeur : telles sont les résistances passives auxquelles donnent lieu les transformations du mouvement rectiligne du piston en mouvement rotatif, la théorie de la régularisation (volants et régulateurs), etc. Nous n'examinerons pas davantage les questions qui se rapportent aux variations du couple moteur, variations qui sont influencées par le mode de réglage, les forces d'inertie, l'accouplement d'un nombre plus ou moins grand de cylindres, l'angle de calage des manivelles; tous ces problèmes se résolvent facilement en s'appuyant sur les données que fournissent la Cinématique et la Statique, ainsi que sur les théories exposées ici.

On consultera avec fruit une étude importante intitulée : *Eine dynamische Theorie der Dampfmaschinen*, par *W. Hartmann* (*Zeitschrift des V.D.I.*, 1892), dans laquelle le principe des courbes intégrales est appliqué aux diagrammes des pressions, de l'inertie, de la contre-pression, des frottements et des poids non équilibrés ; cette étude constitue en quelque sorte le développement du procédé que nous avons appliqué à l'étude générale du mouvement des machines (v. 1er fascicule, ch. Ier).

tour s'obtient en ajoutant algébriquement les travaux de l'introduction, de la détente, et de l'évacuation.

Le calcul du travail de détente ne peut être fait qu'en se basant sur une hypothèse ; on sait en effet que la loi de détente est influencée par le titre initial de la vapeur, notablement abaissé pendant l'introduction, et par l'action consécutive de la paroi (3e fascicule Ch. V, § V); on ne peut supposer que cette détente a lieu suivant la loi adiabatique, représentée pour la vapeur d'eau par l'équation :

$$pv^{\mu} = C^{te} \text{ (3}^e\text{ fascicule, n}^o\text{ 59)}$$

mais on constate le plus souvent par les courbes d'indicateur que la loi de détente est fort rapprochée de l'hyperbole équilatère ($\mu = 1$); il faut évidemment, pour interpréter cette courbe, connaître l'espace nuisible avec précision.

Pour les problèmes qu'on peut se poser sur les dimensions des cylindres, et en écartant soigneusement toute conclusion relative au rendement thermique, on arrive à des résultats suffisamment exacts en raisonnant sur l'hyperbole équilatère, qui a l'avantage de se prêter à des constructions faciles [1]. Il serait du reste sans objet de prendre un autre point de départ; le travail est influencé par les pertes de pression de la vapeur dans les lumières, le titre, le fonctionnement plus ou moins satisfaisant de l'enveloppe; il est impossible de chiffrer avec exactitude ces diverses circonstances.

Au reste, il est clair qu'une erreur sur la loi de détente aurait comme seule conséquence de donner au cylindre des dimensions un peu trop grandes ou un peu trop faibles, et d'exiger une introduction un peu moindre ou un peu plus forte que celle que l'on avait prévue. Cette modification se fait automatiquement par le régulateur, et n'affecte pas le rendement thermique dans les limites où elle se produit.

1. La concordance plus ou moins grande de la courbe d'indicateur avec l'hyperbole équilatère est interprétée quelquefois comme une preuve de bon rendement; il est à peine besoin de dire que pareille interprétation ne se justifie en rien. La figure 36 représente une série de courbes de détente de la vapeur pour un titre initial variant entre 0,3 et l'unité, la détente est supposée avoir lieu suivant autant d'hyperboles équilatères, et les courbes tracées en sont les transformées entropiques (3e fascicule, no 60). L'hyperbole équilatère du diagramme d'indicateur peut être l'indice ou d'une forte condensation à

En admettant finalement que la loi de détente est l'hyperbole équilatère, on a, pour le travail sur l'une des faces du piston :

$$p_0 v_0 (1 + l_n \delta) - p' v_1$$

En supposant que les volumes sont les mêmes sur les deux faces, on trouve, pour la puissance exprimée en chevaux :

$$(1) \qquad N = \frac{2 n v_1}{60 \times 75}\left(p_0 \frac{1 + l_n \delta}{\delta} - p'\right)$$

Lorsque l'on tient compte du volume occupé par les tiges, il faut donner à v_0 et v_1 des valeurs différentes pour les deux courses, à moins que δ n'ait la même valeur pour les deux faces, auquel cas il suffirait de remplacer v_1 dans la formule finale par la moyenne des volumes engendrés.

On peut calculer à l'avance la valeur du premier terme de la parenthèse, en faisant varier p_0 et δ, et construire une table à double entrée qui donne la pression moyenne pendant la course motrice pour diverses pressions et divers degrés de détente.

l'introduction sans restitution importante de chaleur pendant la détente, ou d'une faible condensation initiale avec forte restitution de chaleur par la

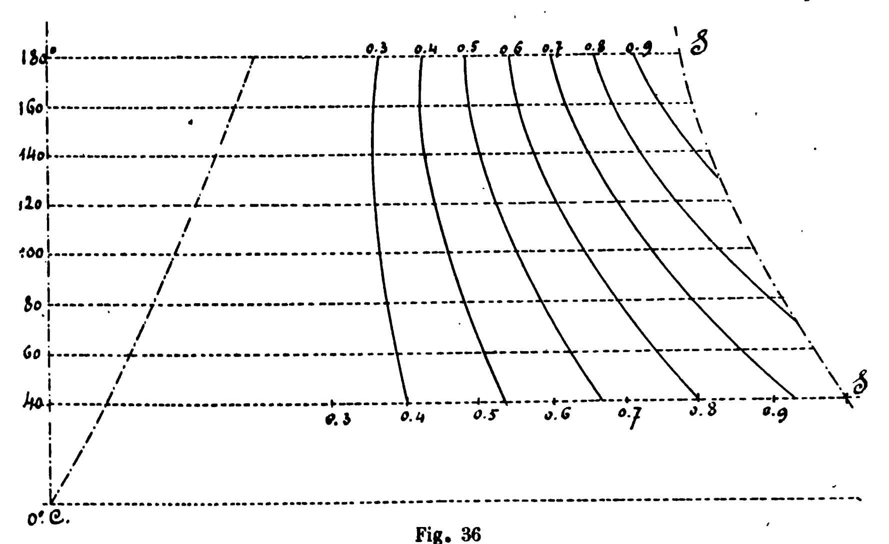


Fig. 36

paroi, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de conclusion à tirer de la coïncidence plus ou moins parfaite entre la loi de détente et l'hyperbole.

Tableau des valeurs de $p_0 \frac{1 + l_n \delta}{\delta}$

δ	$\frac{1+l_n\delta}{\delta}$	p_0									
		10000	20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000
2	0 8465	8465	16930	25395	33860	42325	50790	59255	67720	76185	84650
3	0 6995	6995	13990	20985	27980	34975	41970	48685	55640	62595	69950
4	0.5966	5966	11932	17898	23864	29830	35796	41762	47728	53694	59660
5	0,5219	5219	10438	15657	20876	26045	31314	36533	41752	46971	52190
6	0 4653	4653	9306	13959	18612	23265	27918	32571	37224	41877	46530
7	0.4208	4208	8416	12624	16832	21040	25248	29456	33664	37872	42080
8	0,3849	3849	7698	11547	15396	19245	23094	26943	30792	34641	38490
9	0 3552	3552	7104	10656	14208	17760	21312	24864	28416	31968	35520
10	0.3303	3303	6606	9909	13212	16515	19818	23121	26424	29727	33030
11	0.3089	3089	6178	9267	12356	15445	18534	21623	24712	27801	30890
12	0.2904	2904	5808	8712	11616	14520	17424	20328	23232	26136	29040
13	0.2742	2742	5484	8226	10968	13710	16452	19194	21936	24678	27420
14	0.2599	2599	5198	7797	10396	11995	15594	18193	20792	23391	25990
15	0,2472	2472	4944	7416	9888	12360	14832	17304	19776	22248	24720

On peut aussi construire un abaque, ou représentation graphique de cette table, comme l'a fait M. *Hertay* (1) (fig. 37), les valeurs de p_0 sont portées en abscisses ; à chaque valeur de δ, correspond l'une des droites inclinées dont les ordonnées sont le premier terme de la parenthèse. La valeur de p' se retranche en relevant la base du diagramme, qui devient AB pour les machines à condensation ($p' = 0,2$ atm. ou 2.067 kgs. par mètre carré) et CD pour les machines sans condensation ($p' = 1.1$ atm. ou 11.400 kgs. par mètre carré).

On tire de la formule (1), ou de l'abaque qui représente son terme variable, les remarques suivantes :

1°) Toutes choses égales d'ailleurs, la puissance développée est proportionnelle au nombre de tours effectués par minute, ainsi qu'au volume engendré par le piston, c'est-à-dire qu'elle est proportionnelle au volume engendré par unité de temps.

2°) Pour la même fraction d'introduction, la puissance augmente plus vite que la pression absolue initiale, à cause de la contre-pression p' ; toutefois, pour les machines à condensation, dans lesquelles p' est faible,

1. *Nouveau diagramme ou tracé graphique pour le calcul des machines à vapeur*, par Edmond Hertay, Bruxelles, Ramlot, 1891.

et lorsque la pression initiale est assez élevée, l'augmentation est à peu près proportionnelle à p_0.

3°) Pour une même machine fonctionnant à la même vitesse, la puissance diminue avec le rapport de détente, mais décroît moins vite que celui-ci; la courbe MN du diagramme fournit les ordonnées moyennes pour une même pression et les degrés de détente indiqués par les abscisses.

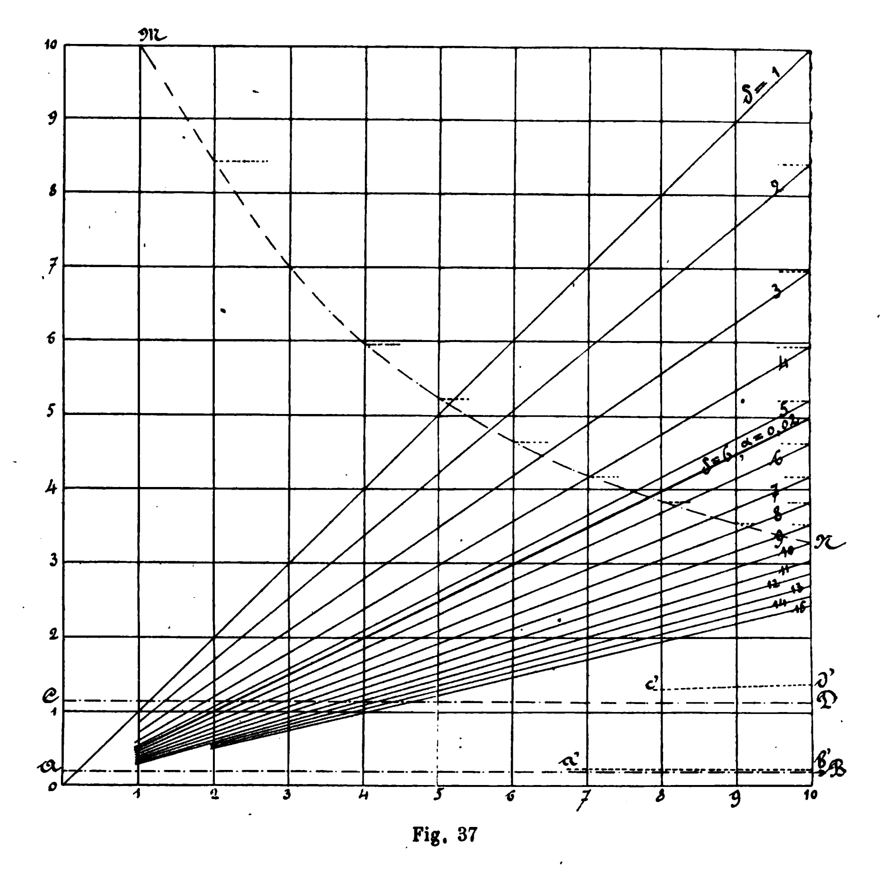


Fig. 37

4°) On peut réaliser la même puissance dans un cylindre donné, la vitesse restant la même, en augmentant la pression initiale en même temps que le rapport de détente; celui-ci est donné par l'intersection d'une ligne horizontale avec le faisceau des lignes inclinées du diagramme.

19. — *Influence de l'espace nuisible et de la compression.* — Appelons v_n le volume de l'espace nuisible, et γ le rapport du volume emprisonné dans le cylindre, y compris v_n, au moment où l'échappement se ferme, au volume de l'espace nuisible; supposons que la compression s'effectue suivant l'hyperbole équilatère, et soit δ le rapport du volume engendré par course au volume introduit.

Le volume de l'espace nuisible est ordinairement donné en fonction du volume v_1, c'est-à-dire que l'on a :

$$v_n = \alpha v_1$$

α varie de 0,02 à 0,10.

La puissance est donnée par la formule ci-dessous, qui s'établit facilement :

$$(2) \qquad N = \frac{2 n v_1}{60 \times 75} \left\{ p_0 \left[\left(\frac{1 + l_n \delta}{\delta} \right) + \alpha l_n \delta + \left(\frac{1}{\delta} + \alpha \right) l_n \frac{1+\alpha}{1+\alpha\delta} \right] - \right.$$
$$\left. - p' [1 - (\gamma - 1) \alpha + \alpha \gamma l_n \gamma] \right\}$$

γ devrait être choisi de manière à rétablir la pression initiale d'admission dans l'espace nuisible dans le cas de la détente complète; mais pour les machines à condensation, où la compression s'exerce sur de la vapeur à pression très faible, la pression initiale n'est jamais atteinte dans l'espace nuisible (3e fascicule, nos 124 et 125).

Le premier terme de la parenthèse est encore donné par une ligne droite passant par l'origine, puisque p_0 figure en coefficient, mais cette ligne est d'autant plus relevée, pour chaque valeur de δ, que α est plus grand; en donnant différentes valeurs à α, chacune des lignes de l'abaque (fig. 37) sera remplacée par un faisceau secondaire : ainsi, pour $\delta = 6$ et $\alpha = 0{,}02$, on obtient la ligne en trait fort.

Le dernier terme représente la contre-pression moyenne, il varie avec α et γ; si la compression commence au même point de la course quelle que soit la pression initiale, le terme sera constant mais supérieur à p', les lignes AB et CD de l'abaque seront donc remplacées par des faisceaux de droites parallèles, correspondant chacune à une valeur de l'espace nuisible. Si, au lieu d'être constant, γ augmente avec la pression initiale, AB et CD seront remplacées, pour chaque valeur de α, par des courbes telles que $a' b'$, $c' d'$.

Comme on adopte le plus souvent un même réglage pour les diverses

grandeurs d'un type donné de machine, il peut être très utile de construire un abaque complet d'après les principes que nous venons d'indiquer, l'influence des termes correctifs pouvant devenir très grande pour les fortes pressions, et les détentes prolongées.

20. — *Coefficient de réduction du diagramme.* — Les formules (1) ou (2), quelquefois appelées formules théoriques, peuvent être appliquées à une machine quelconque dont on veut déduire la puissance par le calcul. D'autre part, une expérience à l'indicateur fait connaître, pour le même degré d'introduction, la même pression initiale et la même allure, la puissance effectivement développée; en appelant T_i cette puissance, on trouve :

$$T_i = KN \tag{3}$$

K étant un coefficient généralement plus petit que l'unité. La valeur de ce coefficient n'est, en aucune manière, une mesure de la perfection de la machine au point de vue du rendement; K est abaissé par les étranglements, l'avance à l'échappement, etc. Pour une première approximation, on pourra en général se servir de la formule (1) en donnant à p' et K les valeurs suivantes, qui supposent des machines à espace nuisible réduit, sinon, ces valeurs devraient être augmentées pour la marche à faible introduction :

	p'	k
Machines à condensation à faible introduction, à distribution par déclenchement	1800	0,90
Machines à grande introduction	2000	0,75
Machines sans condensation, à faible introduction	11400	0,85
Machines à forte introduction	12400	0,70

Il doit être bien entendu, au surplus, que ces valeurs sont affectées dans une notable mesure par le réglage de la distribution, et, pour les machines à condensation, par l'état d'entretien de la pompe à air et des bourrages, la température de l'injection, etc. Lorsqu'on applique le calcul à une machine en projet, il est prudent de ne pas adopter une valeur de K trop élevée, parce qu'il vaut mieux pécher par excès que par insuffisance de dimensions. Pour un type déterminé de machine, K ne varie que dans une mesure insignifiante, aussi les constructeurs peuvent calculer à l'avance, avec une grande certitude, des tableaux complets donnant la puissance indiquée de leurs machines pour diverses dimensions, différentes pressions et rapports de détente.

La pression absolue à l'introduction se déduit de la pression des chaudières, dont il faut retrancher la perte provenant de la canalisation (4e fascicule, n° 117), perte que l'on évalue largement, en tenant compte du diamètre et de la longueur de la conduite.

21. — *Dimensions du cylindre.* — L'équation (1) ou, si l'on veut procéder plus exactement, l'équation (2), peuvent être résolues par rapport à v_1 lorsque l'on connaît les autres quantités; il faudra avoir soin au préalable d'affecter le second membre du coefficient de réduction K.

Il existe donc une infinité de cylindres de même volume répondant à la question, dont le diamètre pourrait être choisi arbitrairement. Lorsqu'on a égard aux phénomènes thermiques et à d'autres conditions qui seront exposées ci-après, la solution se précise.

1° Il existe un rapport de la course au diamètre qui réduit au minimum l'échange nuisible des parois; ce rapport n'est pas celui qui donne au cylindre, couvercles compris, la surface minimum, à cause du rôle plus actif des surfaces du type couvercle (3e fascicule, n° 163); il conviendrait à ce point de vue d'adopter de longues courses, mais on se trouve alors devant des difficultés pratiques, notamment, celle de donner aux lumières une section suffisante sans exagérer la course des distributeurs du genre valve ou tiroir.

2° En diminuant le diamètre relativement à la course, on diminue l'importance de l'espace nuisible, qui, même dans les machines à compression finale, occasionne toujours une perte d'effet; cette conclusion est surtout vraie lorsqu'en augmentant la longueur du cylindre, on n'augmente pas en même temps celle des canaux de distribution, c'est-à-dire dans les machines à obturateurs séparés.

3° Lorsque le nombre de tours est donné, la course détermine la vitesse maximum et la vitesse moyenne du piston ; celle-ci ne peut, à cause des forces d'inertie, dépasser une certaine limite.

4° Dans toutes les machines, surtout les machines verticales, le prix d'établissement augmente, pour le même volume de cylindre, avec le rapport de la course au diamètre.

Comme conclusion à ces considérations, si on appelle d le diamètre du piston, et l sa course, on adopte [1] :

1. Pour les machines verticales et surtout pour les machines marines, les proportions sont très différentes (6e fascicule).

(4) $$\frac{l}{d} = 2 \text{ à } 2{,}5$$

avec la condition que la vitesse moyenne du piston ne doit pas dépasser une certaine limite, que les progrès de la construction et surtout une plus grande légèreté des pièces, à résistance égale, ont constamment élevée; on devra avoir dans les cas ordinaires :

(5) $$\frac{2nl}{60} \leqq 3^{m},00$$

Cette limite (28) pourra être plus elevée pour de très grands moteurs (jusqu'à 4 mètres), et plus élevée encore pour des machines spéciales telles que locomotives, machines de laminoirs, machines marines. (Voir le tableau du n° 28).

Si le nombre de tours n est donné, on calculera v_1 par l'une des équations (1) ou (2); l'équation (4) achèvera de déterminer d et l, on vérifiera si l'équation (5) est satisfaite, sinon, on substituerait cette dernière relation à l'équation (4), à laquelle on devrait renoncer.

Si le nombre de tours n'est pas donné, on pourra toujours satisfaire aux deux équations (4) et (5).

Comme le prix des machines diminue avec le volume du cylindre, il y aurait intérêt d'après les relations (1) ou (2) à augmenter le nombre de tours, mais l'équation (5) montre que la course devrait être de plus en plus réduite, ce qui donnerait bientôt des cylindres de proportions défectueuses s'éloignant de la condition (4).

§ II

FORCES D'INERTIE DU MÉCANISME

22. — Les machines motrices sont généralement munies d'un volant qui maintient entre des limites aussi resserrées que l'on veut les variations de la vitesse angulaire (fascicule I, n°s 111 à 120); dans les filatures, le coefficient de régularité s'élève à 100 et l'on pourrait pour cette raison considérer la vitesse angulaire comme constante ; mais certaines pièces du mécanisme, comme le piston, la tige, la crossette, les organes de la pompe à air, possèdent un mouvement rectiligne alter-

natif accompagné d'accélérations ; la bielle est animée d'un mouvement plus complexe.

Les forces d'inertie modifient la loi suivant laquelle se développe le couple moteur, elles ont également de l'influence sur la douceur de la marche, sur l'état de sollicitation des pièces mobiles, des bâtis et de leurs attaches. Il n'est nécessaire de prendre ces forces en considération que pour les vitesses assez grandes, mais comme celles-ci sont aujourd'hui de règle à peu près générale, nous ferons une analyse complète des effets de l'inertie en mettant à profit les belles théories graphiques que M. *Massau* a fait connaître en 1890. Il est du reste facile d'obtenir une approximation en négligeant l'obliquité de bielle, mais cette approximation n'est pas toujours suffisante (1).

23. — *Méthode de M. Massau.* — Soit (fig. 38), OB la manivelle de rayon r, AB la bielle, nous supposerons que la tige passe par le centre, de l'arbre ; (l'auteur de la théorie a examiné un cas plus général, qui pourrait servir pour l'étude du moteur Westinghouse (12) ou du système Fleming et Ferguson (7).

On démontre facilement, par la considération du centre instantané, que les vitesses des points A et B de la bielle sont données par $\omega \times OK$ $\omega \times OB$, ω étant la vitesse angulaire de l'arbre et OK la perpendiculaire à OA menée jusqu'à l'intersection de la bielle prolongée. La vitesse d'un point intermédiaire C, est donnée par $\omega \times OD$, le point D partageant KB comme le point C divise la bielle AB; ce point D est du reste relié

1. On n'a commencé à se préoccuper des forces d'inertie qu'à une époque relativement récente; d'après *D.-K. Clark* (*The Steam Engine*, 1890), les premiers travaux sur cette question datent de *John Watt* (1839), *Mac Naught* (1845), et surtout *G.-H. Strype* (1863). *Ch.-T. Porter*, de Philadelphie, a contribué à développer la théorie, et a été le premier à en utiliser les résultats en rendant possibles des vitesses inconnues avant lui; les travaux du professeur *Radinger*, de Vienne (*Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit*, 3e édition, Vienne, Gérold) ont également éclairé la question. L'étude des accélérations de la bielle a fait l'objet de nombreux travaux, nous citerons : en France, ceux de *Résal*, *Nillus* (*Annales des Mines*, 9e série, t. I, p. 277); en Angleterre, ceux de *Fleeming Jenkin* (*Transactions of the R. S. of Edinburgh*, 1877, p. 1, 1879, p. 703, cités par le professeur *Ewing* (*Minutes of Proceedings of C. E.*, vol. LXXXIII, p. 254). M. *Massau* a traité la question d'une manière très générale et très complète par des procédés graphiques nouveaux (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, 1890-91, t. XIV, p. 210 à 248). Le professeur *A.-C. Elliott* vient de donner (*Engineering*, 1895, 1er sem., p. 587 et 711) un procédé de détermination des accélérations qui n'est autre que celui de Massau. L'accélération du piston avait déjà été déterminée graphiquement en Allemagne par *Mohr* ou par *Schadwill* (*Burmeister; Kinematik*, t. I), probablement vers 1879. (V. aussi *Engineering*, 1895, 2e sem., p. 55).

au point C par la construction CN, ND, indiquée sur la figure; les lignes telles que OD sont en outre perpendiculaires aux vitesses des points correspondants.

Pour obtenir les accélérations des différents points de la bielle, on

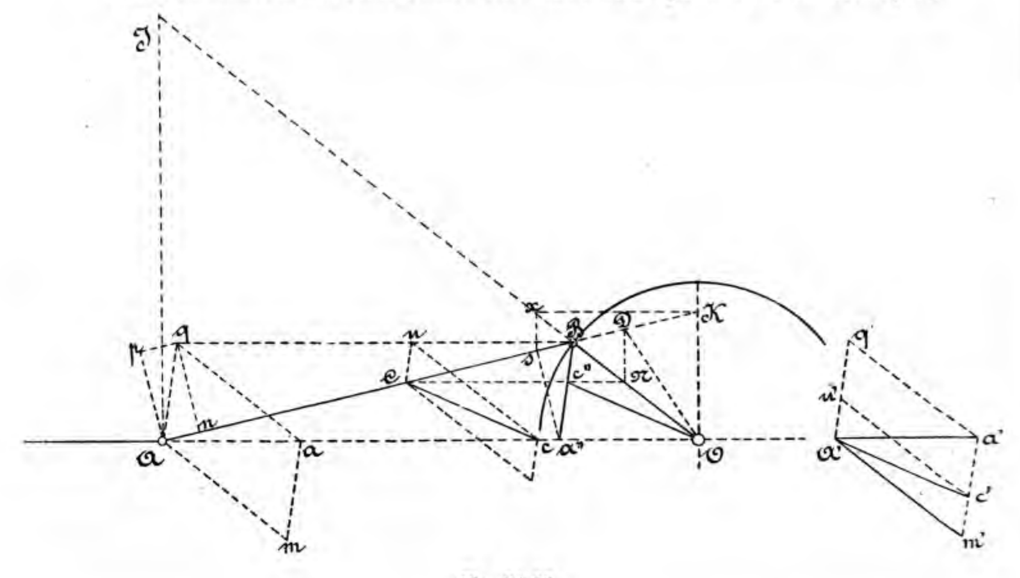


Fig. 38-39

commence par supposer ω constant. L'accélération totale d'un point C de la bielle résulte de l'accélération normale et de l'accélération tangentielle de ce point.

Dans le mouvement de rotation uniforme autour de O, le point B possède l'accélération normale $\omega^2 r$, qui est aussi pour ce point l'accélération totale, et que nous pouvons, au facteur ω^2 près, représenter par BO.

Pour la position considérée, le mouvement du point A peut être obtenu par la translation du point B et par la rotation de AB autour de ce centre, cette rotation ayant la vitesse angulaire ω' qui est celle de la bielle autour du centre instantané I. Le mouvement de translation donne une accélération Am parallèle et égale à BO. La rotation autour de B donne une accélération normale dirigée de A vers B, ayant pour valeur:

$$\omega'^2 \times A B$$

et comme nous la divisons par ω^2, nous porterons :

$$An = \frac{\omega'^2}{\omega^2} \times AB$$

Enfin, la vitesse ω' étant variable, le point A possède l'accélération tangentielle :

$$\frac{d\omega}{dt} \times AB$$

en la divisant par ω^2, nous porterons suivant une direction perpendiculaire à AB :

$$Ap = \frac{1}{\omega^2} \frac{d\omega'}{dt} \times AB$$

La résultante de An et Ap, ou Aq, représente l'accélération du point A dans son mouvement de rotation autour de B, sauf le facteur ω^2, omis dans les composantes; cette accélération est donc :

$$\omega^2 \times Aq$$

Pour un point quelconque, tel que C, il suffira, pour avoir l'accélération correspondante du mouvement de rotation autour de B, de joindre Bq et de mener Cu parallèle à Aq, car chacune des composantes Ap, An étant proportionnelle à AB, les deux composantes de u sont proportionnelles à BC.

Il reste, pour obtenir les accélérations totales des points A, C, etc., à composer avec les longueurs Aq, Cu, etc., la longueur Am, représentant l'accélération de la translation empruntée au point B. Cette composition peut se faire sur un même tracé (fig. 39), autour du point A', attendu que Am est constante en grandeur et direction pour tous les points de la bielle. On obtient ainsi, pour l'accélération du point A, la longueur A'a', pour celle du point C, la longueur A'c', etc.; le point c' divise la droite $m'a'$ comme le point C divise la bielle BA. Le point A possède le mouvement rectiligne de la tige, dont l'articulation est guidée, A'a' doit donc être dirigée suivant AO. Il résulte également de la construction que tous les points tels que a, c, etc., qui sont les extrémités des longueurs représentant les accélérations totales, se trouvent sur la même ligne droite AO.

On peut encore mener par O des lignes parallèles et égales aux accé-

lérations totales trouvées A'a', A'c', A'm', ce qui revient à mener la ligne Ba'' parallèle à $m'a'$, ou à reconstituer autour de O le faisceau des accélérations. On en conclut, lorsque la ligne Ba'' est connue, que l'accélération d'un point C quelconque s'obtient en menant Cc'' parallèle à Ao, et en joignant Oc''.

Pour trouver le point a'', remarquons que si l'on projette sur la droite AB les accélérations totales des points A et B, elle ne différeront que par la valeur de la composante telle que An; cette différence s'obtient en projetant sur AB la droite a'' B qui joint les extrémités des accélérations totales des points A et B, ce qui donne Bs; on doit donc avoir :

$$\mathrm{B}s = \mathrm{A}n$$

Or :

$$\mathrm{A}n = \frac{\omega'^2}{\omega^2} \times \mathrm{AB}$$

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}}$$

d'où :

$$\mathrm{A}n = \frac{\overline{\mathrm{BK}}^2}{\mathrm{AB}}$$

Menons Kx parallèle à OA jusqu'à son intersection avec OB prolongé, et xs parallèle à OK, nous trouverons ainsi le point s, car, dans les triangles semblables BxK, BOA, on a :

$$\frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}} = \frac{\mathrm{B}x}{\mathrm{BO}}$$

et, dans les triangles Bxs, BKO :

$$\frac{\mathrm{B}x}{\mathrm{BO}} = \frac{\mathrm{B}s}{\mathrm{BK}}$$

d'où :

$$\frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}} = \frac{\mathrm{B}s}{\mathrm{BK}}$$

et :

$$\mathrm{B}s = \frac{\overline{\mathrm{BK}}^2}{\mathrm{AB}} = \mathrm{A}n$$

Connaissant le point s, il suffit d'élever la perpendiculaire sa'' à BA pour trouver le point a''.

On a donc ainsi obtenu finalement l'accélération :

$$\omega^2 \, \mathrm{O}c''$$

d'un point quelconque C de la bielle.

Lorsque ω est variable, il en résulte, pour le point B, une accélération tangentielle supplémentaire :

$$r \frac{d\omega}{dt}$$

et, pour tous les autres points de la bielle, une composante nouvelle qui s'ajoute géométriquement à celles déjà considérées pour un point quelconque. Si on appelle dv l'accroissement élémentaire de vitesse résultant de l'accroissement de vitesse angulaire $d\omega$, l'accélération tangentielle du point C sur sa trajectoire aura augmenté de $\frac{dv}{dt}$, tandis que l'accélération normale n'aura pas changé (puisque la trajectoire reste la même, et que la vitesse du point C à l'instant t est celle qui résulte de la vitesse ω de l'arbre au même instant. La seule modification dont il faut tenir compte est donc l'accroissement $\frac{dv}{dt}$ de l'accélération tangentielle et en le considérant comme l'accélération due à la vitesse angulaire additionnelle :

$$\frac{d\omega}{dt}$$

Or, nous avons vu que la vitesse du point C est donnée par :

$$\omega \times \mathrm{OD}$$

l'accroissement de l'accélération tangentielle sera donc :

$$\frac{d\omega}{dt} \times \mathrm{OD}$$

et il est dirigé suivant la vitesse de C, donc il est perpendiculaire à OD; pour le porter sur la figure, il ne faut pas perdre de vue que toutes les accélérations ont été divisées par ω^2.

Forces d'inertie. — Au moyen de la théorie précédente, on peut, quel que soit le mouvement uniforme ou varié de la manivelle, trouver l'accélération du pied de la bielle, et, par conséquent, la force d'inertie des pièces qui possèdent le même mouvement.

Il reste à déterminer la résultante des forces d'inertie de la bielle elle-même; celle de la manivelle est facile à trouver, puisque cette pièce tourne autour d'un axe fixe [1].

1. La manivelle, à cause de ses formes et aussi à cause de sa position en dehors de l'axe, donnerait lieu à une recherche qui n'intéresse que la résistance de l'arbre.

M. Massau utilise, pour trouver la résultante des forces d'inertie de la bielle, les propriétés des centres de percussion. La grandeur et la direction de la résultante sont connues, car on sait que cette résultante s'obtient en grandeur et direction en supposant toute la masse concentrée au centre de gravité G, de la bielle (fig. 40); ce point possède, *lorsque ω est constant,* l'accélération :

$$\omega^2 \, OG''$$

La force d'inertie est :

$$M \omega^2 \, O G''$$

M étant la masse de la bielle.

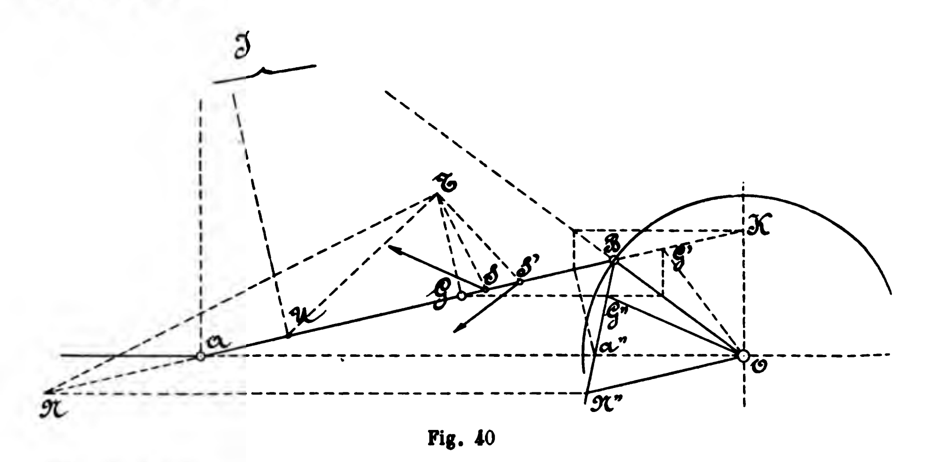


Fig. 40

Il reste à trouver le point d'application de la résultante ; menons ON'' parallèle à la direction de la bielle, ON'' représente l'accélération totale d'un point N, pour lequel elle est dirigée suivant la bielle elle-même. Or, le mouvement de la bielle peut s'obtenir au moyen d'une translation empruntée à N, et d'une rotation autour de ce point ; les forces d'inertie du mouvement de translation ont d'après ce qui vient d'être dit, la direction AB, passant par G, les forces d'inertie du mouvement de rotation ont une résultante unique passant par le centre de percussion S, relatif à l'axe N, centre qui est situé sur l'axe géométrique de la bielle. Les deux composantes de la force d'inertie passent donc par ce centre de percussion, lequel est à une distance du centre de gravité G representée par :

$$\frac{R^2}{GN}$$

R étant le rayon de giration pour un axe passant par le centre de gravité.

On construit le point S en portant la perpendiculaire $GT = R$, et menant TS perpendiculaire à NT. La force d'inertie étant de sens contraire à l'accélération G''O, sera dirigée dans le sens de la flèche.

Pour tenir compte de la *variation* de ω, nous remarquerons que les forces d'inertie qui résultent de cette variation pour tous les points, ont également une résultante unique donnée en grandeur et direction par le mouvement du point G; donc, d'après ce qui a été dit, par :

$$M \frac{d\omega}{dt} OG$$

le point G' étant choisi d'après la proportion :

$$\frac{KG'}{G'B} = \frac{AG}{GB}$$

Cette force est perpendiculaire à OG', et passe par un certain point que nous allons trouver. Abaissons IU perpendiculaire à AB, le point U n'a qu'une simple translation suivant la bielle, translation accompagnée d'une force d'inertie qui coïncide avec AB; tous les autres points sont en outre animés d'une rotation autour de U, et la résultante des forces d'inertie de ce mouvement de rotation passe par le centre de percussion S' relatif à l'axe U. Les deux composantes de la force d'inertie supplémentaire passent donc par le point S', c'est-à-dire que la résultante additionnelle cherchée passe elle-même par le point S', ce qui achève de la déterminer.

24. — La connaissance des forces d'inertie dépend de ω; réciproquement, dans un système donné, ω dépend de l'inertie des pièces. Le problème général qui se pose est le suivant :

Étant donnée la loi des forces motrices qui se développent sur le piston, ainsi que la composition du système, et les forces résistantes à vaincre, déterminer la loi du mouvement de rotation et l'état de sollicitation de chaque pièce.

On pourrait y arriver par l'équation des forces vives (1er fascicule, n° 118), dont on déduirait la valeur de ω en fonction du temps. Connaissant cette relation, on appliquerait les théories précédentes pour trouver l'état de sollicitation de la bielle et de la tige. Ce procédé est long, mais

il est le seul praticable; d'ailleurs, la loi des forces motrices tout au moins est donnée par une courbe d'indicateur plus ou moins irrégulière; c'est donc un procédé par points qui doit conduire à la solution.

Comme les machines à grande vitesse de rotation sont celles pour lesquelles la considération des forces d'inertie présente de l'importance, et que le mouvement de l'arbre est toujours dans ce cas très rapproché du mouvement uniforme (1[er] fascicule, n° 112), nous pouvons supposer que ω est constant, et chercher la force à appliquer suivant la tige du piston, au pied même de la bielle, pour obtenir ce mouvement; en retranchant ou en ajoutant cette force à celle qui provient de l'action de la vapeur sur le piston, combinée avec la force d'inertie du piston, de sa tige et de la croissette, nous obtiendrons un diagramme modifié qui pourra nous servir à trouver le couple moteur.

Suivant les cas, on peut pousser plus loin la simplification, et faire abstraction de l'inertie de la bielle pour ne tenir compte que de celle des pièces à mouvement rectiligne; c'est ce qu'on fait le plus souvent, en ajoutant à ces pièces une partie du poids de la bielle.

25. — *Remarques.* — I. La construction est en défaut aux points morts; mais pour ces positions on calcule facilement l'accélération d'un point C quelconque de la bielle; en effet, l'accélération du point A est dirigée suivant AO (fig. 38), et, comme elle résulte de l'accélération due à la translation empruntée au point B, qui, au point mort, est dirigée suivant la tige et des accélérations Ap et An, il faut que Ap soit nulle. Au point mort, An a pour valeur, après division par ω^2 :

$$\frac{\omega'^2}{\omega^2} \times AB$$

et comme :

$$\frac{\omega'^2}{\omega^2} = \frac{\overline{BK}^2}{\overline{AB}^2} = \frac{r^2}{\overline{AB}^2}$$

$$An = \frac{r^2}{AB}$$

L'accélération totale sera donc, pour le point mort d'arrière :

$$\omega^2\left(r + \frac{r^2}{AB}\right)$$

ou, en désignant par b la longueur de la bielle :

$$\omega^2 r \frac{b+r}{b}$$

et, pour le point mort d'avant, en tenant compte du sens de l'accélération de B :

$$\omega^2 r \frac{b-r}{b}$$

Lorsque l'on néglige l'obliquité de la bielle, les accélérations sont égales aux deux points morts, et ont pour valeur $\omega^2 r$.

Pour un point quelconque C, on aurait :

$$\omega^2 r \left(1 \pm \mathrm{BC}\,\frac{r}{b^2}\right)$$

Les figures 41 et 42 donnent en ordonnées les valeurs de l'accélération de A pour les différentes positions du pied de la bielle portées en abscisses sur la droite A_0A_1, qui représente la course du piston, la manivelle étant supposée à droite ; pour la figure 41, le rapport de la bielle à la manivelle est de 3,5 ; pour la figure 42, ce rapport est égal à 5 ; les lignes pointillées correspondent à une bielle infinie.

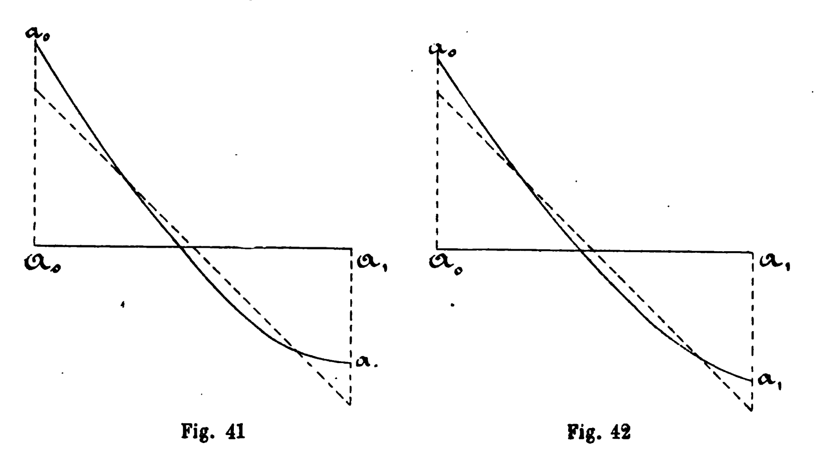


Fig. 41 Fig. 42

Le point où le diagramme coupe l'axe est celui pour lequel l'accélération du pied de bielle est nulle ; la construction employée pour trouver le point *a*'' (fig. 38) montre que la position correspondante du point B est dans le premier quadrant, et que la bielle et la manivelle doivent faire alors un angle aigu.

II. La figure 43 est l'application, à une machine existante, des théories exposées précédemment. On s'est proposé de chercher l'effort à exercer constamment au pied de la bielle pour donner à la manivelle un mouvement uniforme, c'est-à-dire sans qu'il en résulte jamais un effort

moteur ou résistant appliqué tangentiellement au bouton de la manivelle. Pour faire cette recherche, on a séparé la bielle de la tige, et on l'a considérée comme si elle fonctionnait seule.

Les données du système sont :

Rayon de la manivelle.	$0^m,420$
Longueur de la bielle	1 ,680

Il s'agit de la bielle, relativement courte, de la machine verticale représentée figure 13. Le nombre de tours est de 90 par minute. Les poids qui participent au mouvement de translation du pied de la bielle sont de 911 kilogrammes ; le poids de la bielle avec ses coussinets est de 395 kilogrammes ; le diamètre du piston est de $0^m,610$.

La seule simplification admise est de négliger l'effort statique dû au

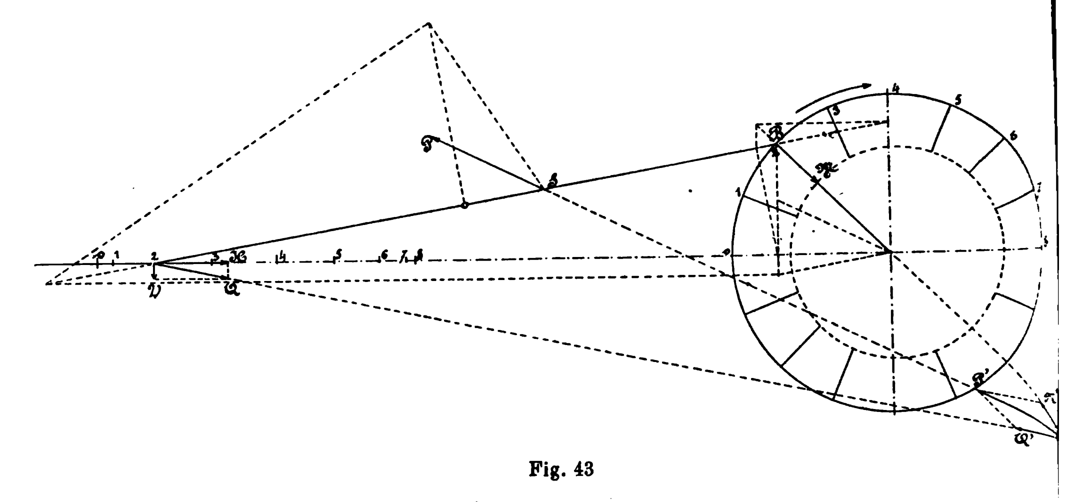


Fig. 43

poids, et de supposer la bielle prismatique, ce qui place le centre de gravité au milieu de la longueur, et facilite le calcul du moment d'inertie, mais il n'y a aucune difficulté à opérer exactement s'il le fallait.

La figure 43 donne le tracé complet pour la position 2, choisie parmi 16 divisions égales de la trajectoire du bouton. La résultante des forces d'inertie sur la bielle est la force P appliquée au point S; cette force, prolongée jusqu'à son intersection avec la manivelle, donne les deux composantes M', Q'; celle-ci est choisie de manière à passer par le pied de la bielle. Il faut donc, pour équilibrer la force d'inertie P, exercer la force M au point B, force produite par l'extension de la manivelle ; en

outre, il faut, au pied de la bielle, exercer l'effort H suivant la tige, et guider l'articulation, le guide exerçant alors sur l'articulation la force V dirigée de haut en bas.

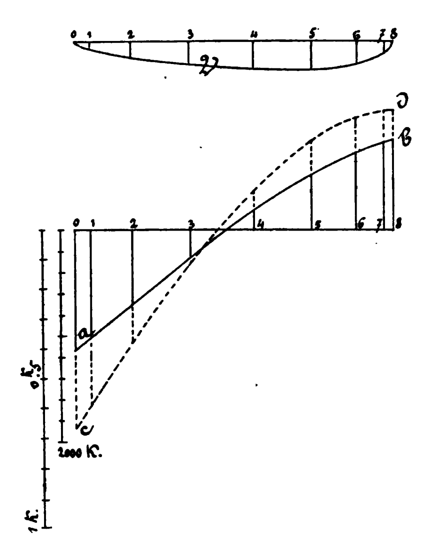


Fig. 44-45

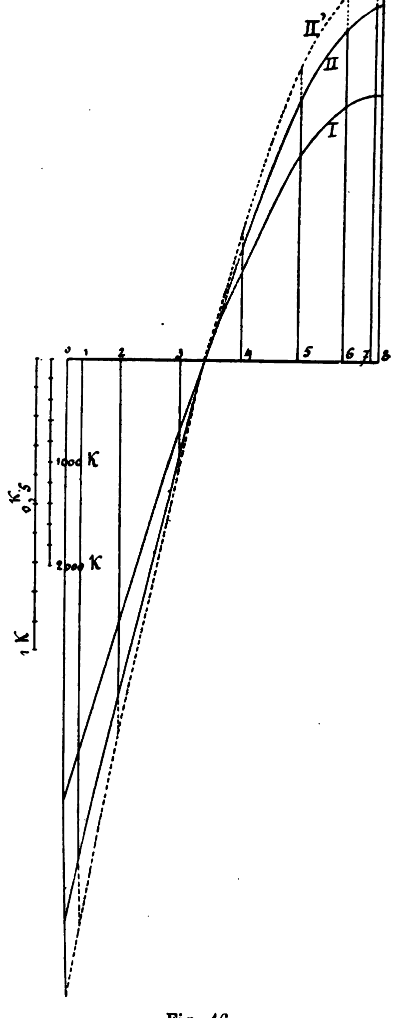


Fig. 46

Les tensions s'exerçant sur la manivelle sont données, pour toutes les positions, par les portions de rayon comprises entre le cercle de la manivelle et la courbe en trait pointillé. Les composantes verticales V sont représentées par les ordonnées de la courbe V (fig. 44), les abscisses représentant les positions de l'articulation; ces forces ne sont données que pour un demi-tour, c'est-à-dire pour la marche directe; dans la course rétrograde, elles agiraient vers le haut.

La composante H est donnée par la courbe *ab* de la figure 45; elle est portée vers le bas lorsqu'elle agit vers la droite, et *vice versa*.

La courbe *cd* est celle que l'on obtiendrait en supposant le poids de la bielle concentré au pied, et participant au mouvement alternatif de la tige.

La courbe I (fig. 46), donne la force à exercer sur la tige pour vaincre l'inertie des pièces à mouvement alternatif (piston, tige et crosse); la courbe II donne ces efforts totalisés avec ceux de la courbe *ab*; enfin, la courbe II' serait obtenue en substituant la ligne *cd* à *ab*, ou en considérant globalement tous les poids comme concentrés sur la tige.

On voit que l'erreur due à cette dernière hypothèse n'est pas grande, elle le serait encore moins si, au lieu de compter en entier le poids de la bielle, on n'en prenait qu'une certaine fraction, environ les deux tiers.

L'échelle des efforts est indiquée de deux manières; en kilogrammes, et en kilogrammes par centimètre carré de la surface du piston. Ces échelles sont faciles à obtenir après coup, et dans le tracé du diagramme il est inutile de se préoccuper des constantes.

La composante V ne donne que la réaction partielle du guide due à l'inertie de la bielle, elle se modifie nécessairement lorsque l'on tient compte de l'inertie des autres pièces ainsi que de l'effort amené par la vapeur; on trouve alors en général que la réaction du guide est dirigée de bas en haut pour les deux courses, c'est-à-dire que l'effort V est trop faible pour faire changer de sens le portage des patins. Il peut cependant y avoir des positions pour lesquelles la compression changerait le signe de l'effort de guidage vers les extrémités de la course (**26**), mais cet effort est alors très faible.

Enfin, nous négligeons le frottement des tourillons et des patins, mais il pourrait y avoir intérêt à en tenir compte (1er fascicule, n° 57).

III. — Pendant la période d'arrêt des machines, l'inertie du volant et de toutes les transmissions commandées entraîne la bielle et les organes à mouvement alternatif; on peut se proposer de trouver la valeur de l'effort circonférentiel qui en résulte sur le bouton de manivelle, effort tantôt moteur, et tantôt résistant, ainsi que la réaction sur les guides; on trouvera nécessairement que celle-ci change de sens pendant la course. Ce problème ne présente pas de difficulté.

26. — *Couple moteur*. — La loi des efforts que la vapeur développe sur le piston dépend de la pression initiale, du rapport de détente, du degré plus ou moins grand de compression, du mode de marche avec ou sans condensation, et enfin, des forces d'inertie; nous pouvons continuer l'hypothèse que la vitesse de rotation de l'arbre est constante, et chercher la loi suivant laquelle se développe le couple moteur. On ne devra pas s'attendre à déduire de cette recherche des conclusions très

générales, vu le grand nombre d'éléments qui entrent en jeu, mais on devra voir dans ce qui suit un procédé de recherche applicable à chaque cas particulier.

Premier cas : absence de compression. — Le diagramme des pressions de la vapeur a, pour les deux courses, la forme représentée fig. 47; celui des forces d'inertie rapporté à l'unité de surface du piston, est limité à la courbe II. En opérant comme il est expliqué dans le 1er fascicule, n° 113, on obtient, suivant que l'on néglige les forces d'inertie ou qu'on en tient compte, le diagramme des moments moteurs pour le tour entier (fig. 48). Les forces d'inertie exercent donc un effet régulateur, puisqu'elles limitent le couple maximum sans altérer le couple moyen. Toutefois, en augmentant la vitesse de rotation d'une machine donnée, on constate

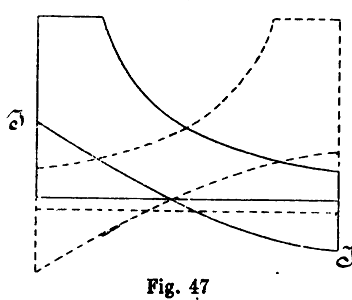


Fig. 47

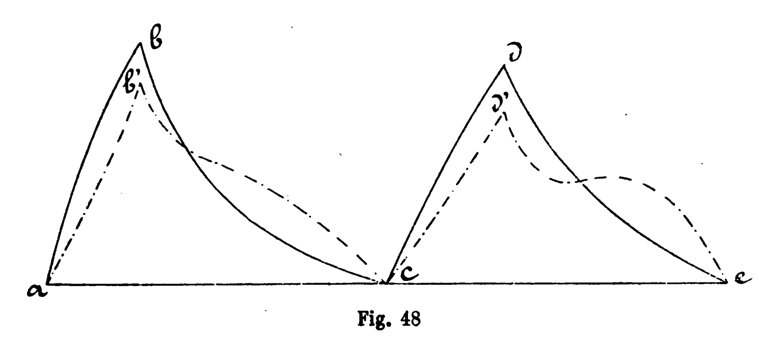


Fig. 48

qu'au delà d'une certaine allure, l'effet des forces d'inertie est défavorable à la régularité.

On peut mettre le diagramme des moments moteurs sous la forme polaire, ce mode de représentation ne présente pas d'avantage particulier.

Deuxième cas. — Compression complète. — Pour obtenir l'effort dû à l'action de la vapeur sur le piston, il faut considérer ensemble la pression motrice sur l'une des faces, et la pression résistante sur la face opposée, ce qui donne, pour la ligne des efforts, et en tenant compte du signe, la courbe ABCD, dont les ordonnées doivent être rapportées à l'axe XX (fig. 49). La combinaison de ces efforts avec ceux dus à l'iner-

tie donne les efforts moteurs résultants, ils sont mesurés par les segments des lignes verticales comprises entre les lignes ABCD et I I; ces efforts changent de sens à partir de l'intersection *n*, et il en est de même du couple moteur. La figure 50 se rapporte à la course rétrograde.

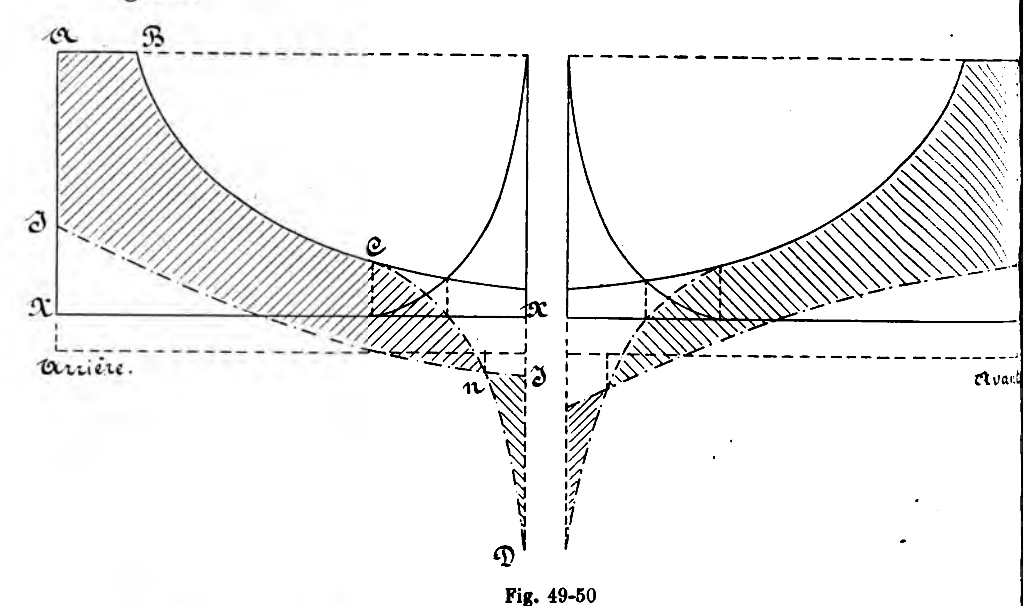


Fig. 49-50

On constate que la pression transmise à la manivelle change de sens graduellement, en passant par une valeur nulle, circonstance propre à diminuer les chocs de la tête de bielle [1]. Au point mort, la traction passe de la valeur ID à la valeur I'A', ces quantités peuvent différer sans qu'il en résulte d'inconvénients, parce qu'elles sont de même sens sur le bouton de la manivelle. La compression, indépendamment des autres raisons qui la motivent, est donc avantageuse à la douceur de marche.

Il existe, pour toute machine, une vitesse de rotation qui donne au couple moteur la loi la plus satisfaisante. Comme dans le premier cas, cette vitesse est d'autant plus grande que la pression initiale est

1. Pour plus de développements sur cette question, on consultera utilement l'ouvrage cité de *Radinger* (note 1 du n° 22); voir aussi une étude de *R. Stribeck* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 10 et 547).

plus élevée et que la détente est plus prolongée. Dans les deux cas, qu'il y ait compression ou non, une vitesse trop grande aurait bientôt pour effet de donner au couple moteur une loi peu satisfaisante, la manivelle devrait faire effort, au commencement de la course, pour entraîner le piston, la pression de la vapeur étant insuffisante à vaincre les forces d'inertie, tandis que les efforts vers la fin de la course seraient exagérés et produiraient des pressions intenses sur les articulations.

27. — *Vitesse la plus avantageuse.* — Cette question peut être envisagée à différents points de vue : on peut chercher à réduire au minimum les dimensions du volant pour une régularité donnée, ou viser à réduire, soit l'effort maximum dans la tige, soit le couple maximum de torsion de l'arbre, soit la fatigue de l'arbre due à la fois à la flexion et à la torsion.

Quelle que soit la solution que l'on poursuive, elle serait donnée par une série de tâtonnements faciles.

L'étude n'est pas d'ordinaire abordée d'une manière aussi générale ; dans les types ordinaires de machines, on ne s'est pas d'abord préoccupé des forces d'inertie ; les vitesses devenant de plus en plus grandes, on a dû finir par en tenir compte, mais on se borne à vérifier si elles ne donnent pas au diagramme des forces motrices une allure trop défavorable, sans rechercher les meilleures conditions à remplir.

On peut se guider d'ailleurs sur quelques propriétés qui résultent de la similitude, et que nous allons signaler.

Pour tous les mécanismes semblables, c'est-à-dire dans lesquels le rapport de la longueur de bielle au rayon de la manivelle est constant, les accélérations ont même direction pour les mêmes positions de la manivelle; elles sont proportionnelles à $\omega^2 r$, et la force d'inertie est proportionnelle à $M\omega^2 r$, M étant la masse des pièces. Les vitesses de piston, pour des positions homologues, sont proportionnelles à ωr.

Si on suppose aux machines la même vitesse de piston, les forces d'inertie varieront comme le produit $M\omega$.

Supposons en outre que les pièces soient de même métal, et que la similitude s'étende à toutes leurs dimensions, même au diamètre du cylindre ; leur masse variera comme r^3, et le produit $M\omega$ sera proportionnel à r^2, puisque ω est en raison inverse de r.

La composante à appliquer à la tige suit la même proportionnalité, c'est-à-dire qu'elle varie comme r^2, ou comme la surface du piston ; cette

composante peut donc être considérée comme due à une pression fictive tantôt résistante, tantôt motrice, agissant sur le piston et variable d'un point à l'autre, mais non avec les dimensions. En d'autres termes, si l'effet des forces d'inertie pour un angle déterminé de la manivelle est de réduire la pression effective sur le piston d'un certain nombre de kilogrammes par centimètre carré, cette réduction sera la même pour toutes les machines quelle que soit leur course, pourvu que la vitesse du piston soit la même, et que les pièces soient semblables.

On conçoit que cette similitude ne saurait être rigoureuse ; le mode de construction et le taux de travail admis pour la matière ont de l'influence sur le poids des pièces ; mais en supposant ces facteurs les mêmes de part et d'autre, les règles de la construction des organes, règles basées sur la résistance élastique, ainsi que la résistance à l'échauffement et à l'usure, conduisent effectivement à cette similitude lorsque la pression initiale est la même par unité de surface du piston [1].

Lorsque la pression change à dimensions égales de cylindre, les sections transversales des tiges et des bielles augmentent un peu moins rapidement que la pression, il en est de même de leur poids et de la force d'inertie ; les machines à haute pression admettent donc une vitesse linéaire de piston supérieure.

Les pièces à mouvement alternatif comprennent encore le piston de la pompe à air et ses organes de commande; quelles que soient les dispositions adoptées, l'inertie de ces organes s'ajoute à celle des pièces déjà considérées, et elle suit la même loi.

28. — Les considérations développées ci-dessus justifient la règle adoptée au n° 21 et qui est exprimée par l'équation (5); on ne doit pas perdre de vue que, par l'allégement des pièces mobiles dû à l'emploi de métaux plus résistants et de formes spéciales (tiges creuses, bielles plates, piston en acier coulé à âme simple, crosses évidées), il est possible d'augmenter la vitesse linéaire moyenne.

Voici à ce sujet quelques données relatives à des machines de marche rapide, à l'exclusion des machines marines :

1. Ce n'est pas ici le lieu de démontrer cette similitude, qui s'étend jusqu'aux pivots des articulations et aux crossettes, et qui n'a rien d'empirique; elle est assez réelle pour que les dessinateurs habitués au tracé des machines à vapeur déterminent, pour ainsi dire au simple coup d'œil, certaines dimensions d'organes. Dans certains cas, on a pu se servir des mêmes plans pour deux machines de dimensions différentes, en altérant simplement l'échelle.

NATURE DES MACHINES	COURSE des pistons $2r$	DIAMÈTRE des pistons	NOMBRE de tours par minute	ωr	VITESSE moyenne du piston	OBSERVATIONS
Corliss compound de filature, horizontale.	2.135	915 — 1525	53	5.90	3.75	(Van den Kerckhove)
Porter-Allen compound horizontale. . .	0.610	305 — 535	180	5.75	3 66	
Corliss de Hick horizontale	3.050	1.016	45	7.20	4.55	
Tandem compound horizontale (Goodfellow).	1.830	560 — 1.070	54	5.20	3.30	
Compound du Phénix horizontale . . .	1.700	725 — 1.170	60	5.35	3.40	
Tandem compound horizontale de Bates et Cie	1.677	690 — 1.170	74	6.50	4.10	
Triple expansion du même	id.	405 — 660 — 1.170	id.	id.	id.	2 cylind. en tandem.
Machine réversible de laminoir, tandem horizontale par Tannett, Walker et Cie .	1.525	870 — 1.525	120	9.60	6 10	
Machine horizontale réversible de laminoir par la Société Cockerill.	1.83		80	7.66	4.88	
Machine horizontale réversible de laminoir par la Société Cockerill.	1.40		125	9.15	5.83	
Verticale compound d'Oerlikon. . . .	0.450		240	5.65	3 60	
Verticale monocylindrique de laminoir (Corliss)	1.525	915	80	6.37	4 06	(Van den Kerckhove)
Locomotive (à outrance)	0.600	457	265	8.30	5.29	

29. — *Poids des organes à mouvement alternatif* — Pour une première étude, on pourra approximativement tenir compte, à l'avance, des forces d'inertie au moyen de la formule suivante, qui s'applique à des machines dont la course est d'environ deux fois le diamètre du piston, et pour des pressions de 7 à 8 atmosphères :

$$P = 0.23\, d^2$$

P est le poids en kilogrammes du piston, de la tige, de la crosse et de la bielle ; d est le diamètre du piston en centimètres (1).

Lorsque la pompe à air est commandée par la crosse ou par la tige de piston prolongée, le coefficient doit être augmenté.

30. — *Sollicitation du bâti.* — Lorsque l'on ne tient pas compte des forces d'inertie, et en supposant toutes les pièces dans le même plan, condition dont on se rapprocherait en amincissant, autant que possible, la manivelle et la bielle dans le sens perpendiculaire au plan d'action, ou en faisant usage d'un coude ayant le même plan de symétrie que la bielle, on voit facilement que les seules forces sollicitant le bâti se réduisent, pour la position représentée dans la figure 51 : 1°, à une force

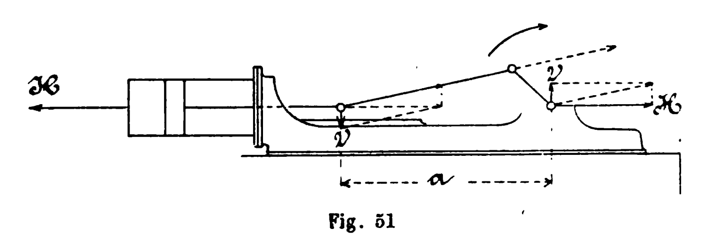


Fig. 51

d'extension H, égale à l'effort de la vapeur sur le fond du cylindre, agissant vers l'arrière et transmise par les attaches du cylindre ; la réaction équilibrant cette force agit vers l'avant sur le palier de l'arbre moteur ; 2°, au couple Va, égal et de sens contraire à celui transmis à l'arbre moteur.

Pour la course rétrograde, le bâti est comprimé, mais le couple Va ne change pas de sens. Les bâtis doivent être constitués pour résister sans déformation appréciable à l'effort H, et ils doivent former avec la fon-

1. Nous avons établi le coefficient de cette formule d'après les poids réalisés dans les machines horizontales de construction moderne, le coefficient augmente légèrement pour les diamètres en dessous de 0,50.

dation un ensemble qui résiste, par son équilibre statique, au couple V*a*, lorsqu'il prend sa valeur maximum.

Il est facile de donner à la fondation un poids suffisant pour que l'application du couple V*a* ne détermine qu'un léger déplacement vers la gauche, de la résultante des réactions du sol, qui, lorsque la machine ne fonctionne pas, agit suivant la verticale passant par le centre de gravité du massif et de la machine. Lorsque la machine se meut, la réaction se déplace périodiquement. Ce raisonnement s'applique également aux machines verticales; pour ces dernières, l'assiette étant beaucoup plus réduite, le déplacement de la réaction modifie dans une plus forte mesure les pressions supportées par la base de la fondation. Cependant, on constate par l'examen des machines existantes que cet effet est peu considérable.

Pour les machines à grande vitesse, l'inertie des pièces modifie plus ou moins profondément l'état de sollicitation du bâti; c'est surtout pour les machines non directement assises sur une fondation qu'il peut être nécessaire d'étudier l'effet des forces d'inertie à ce point de vue : telles sont les locomotives et les machines marines. Quelques machines fixes spéciales, par les vitesses excessives qu'elles doivent prendre, nécessitent également des dispositions propres à soulager les attaches de leurs bâtis.

31. — *Effet des forces d'inertie sur le bâti.* — Les organes soumis à ces forces d'inertie sont :

I. Les pièces à mouvement alternatif;
II. La bielle;
III. Les pièces tournantes.

Les forces d'inertie dues à chacune de ces catégories de masses sont appliquées aux pièces mobiles, et équilibrées par des réactions exercées par les différents appuis que leur fournit le bâti; dans l'ensemble, ces réactions doivent se réduire à une résultante égale et opposée à la résultante des forces d'inertie, et à un couple égal et de sens contraire à celui qui est transmis à l'arbre [1].

1. Si ce raisonnement ne satisfaisait pas l'esprit, on pourrait prendre séparément les pièces de chaque groupe, et examiner en détail les réactions qui équilibrent leur force d'inertie. Ainsi, prenons le groupe I des pièces à mouvement alternatif; soit A leur force d'inertie, dirigée suivant l'axe de la tige et agissant vers l'arrière pour la position considérée, continuons à désigner par H l'effort statique de la vapeur. Négligeons pour le moment toute autre force. La poussée transmise par la tige devient H — A; l'état de sollicitation se

Pour analyser l'action de ces forces, remarquons que, pour les deux premiers groupes, elles se réduisent : 1° à une force donnée par la courbe II de la figure 46, agissant sur le bâti suivant l'axe du cylindre, et dirigée vers l'arrière lorsque son ordonnée est négative, et *vice versa;* 2° à une force agissant suivant la manivelle, égale et contraire à celle donnée par les rayons vecteurs partiels analogues à BM dans la figure 43. cette force est assimilable à une force centrifuge, sauf qu'elle est légèrement variable; elle est très approximativement égale à la force centrifuge d'une masse égale au tiers de celle de la bielle, concentrée au bouton de manivelle, lorsque la bielle est prismatique.

Quant aux masses tournantes, nous n'avons pas à considérer celles pour lesquelles l'axe de l'arbre est axe principal d'inertie, puisqu'elles ne donnent pas de réaction sur le bâti.

Il ne reste donc que les pièces excentriques analogues, par exemple, à la manivelle ou au coude sur lesquels agit la bielle motrice.

réduit donc (fig. 52) : 1° à la force A dirigée vers l'arrière, H — A étant équilibrée par la résistance du bâti; 2° au couple des forces V', égal et de sens contraire au couple moteur.

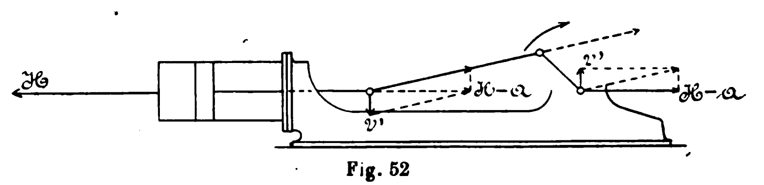


Fig. 52

Considérons maintenant la bielle séparément (fig. 53). Nous avons vu précédemment (23) qu'elle est soumise pendant la rotation à la force d'inertie P, et nous avons trouvé les composantes *v*, *h*, *m*, capables de l'équilibrer; la force P est la résultante des forces : — *v*, — *h*. — *m*; la force — *h* équilibre une partie de l'action de la vapeur sur le piston, l'effort transmis par la tige est

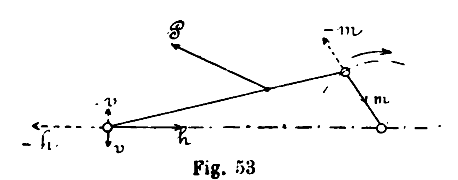


Fig. 53

donc H — *h*, qui détermine sur le palier une poussée égale en laissant le bâti sollicité par la force —*h*; de plus l'effort H — *h* produira un couple moteur sur l'arbre et un couple égal et de sens inverse appliqué au bâti. En fin de compte, les forces à appliquer au bâti en ne considérant que l'action de la vapeur et l'inertie de la bielle sont : 1° — *v*, — *h*, — *m*, dont la résultante est P, et 2° un couple égal et de sens contraire au couple moteur transmis à l'arbre.

Enfin, les pièces du groupe III ne donnent lieu à aucune difficulté.

En résumé, les actions qui se développent sur le bâti, par suite de l'inertie, comprennent : 1° un effort longitudinal; 2° une force passant par le centre du palier principal, dirigée suivant la manivelle, et égale à la force centrifuge de cette pièce, augmentée de celle d'une masse a peu près égale au tiers de la bielle, placée au centre du bouton de la manivelle ; 3° un couple égal au couple moteur transmis à l'arbre et de sens opposé à celui-ci.

32. — *Équilibrage des machines.* — On peut, par certaines dispositions, soustraire plus ou moins complètement le bâti à l'action des forces d'inertie qui viennent d'être énumérées; mais, il est évident qu'on ne peut jamais annuler le moment qui provient du couple de torsion transmis à l'arbre, l'un constituant la réaction et l'autre l'action.

Premier moyen. — Le seul moyen parfait consisterait dans l'emploi de deux machines identiques et opposées (n° 13, fig. 24), pourvu toutefois que les axes des deux cylindres coïncident; cette condition est réalisée dans la figure 25, mais on voit, d'après les diagrammes (fig. 49 et 50), que les forces d'inertie ne sont pas égales pour deux positions opposées des manivelles lorsque les bielles sont situées du même côté de l'arbre. Au point de vue pratique, ces trois solutions sont cependant bien suffisantes, il en est de même du moteur de Collmann (16); on ne peut leur reprocher que leur complication. Il est à remarquer, du reste, que tous ces dispositifs équilibrent en même temps l'arbre au point de vue statique, c'est-à-dire qu'ils font disparaître l'influence perturbatrice des poids mobiles, aussi bien dans les moteurs verticaux que dans les moteurs horizontaux [1].

Deuxième moyen. — On peut, au moyen de contre-poids tournants, placés à l'opposé de la manivelle, obtenir un équilibrage partiel dont on se contente souvent à cause de sa simplicité.

D'après ce qui a été dit au numéro précédent, on équilibrerait les

1. Dans les machines à multiple expansion, le dédoublement des cylindres peut ne pas être une complication; les dispositions adoptées par Thornycroft dans les machines du chasse-torpilleurs *Daring* sont à cet égard très instructives. (*Engineering*, 1894, 2e sem., p. 575).

Les machines à trois cylindres du genre *Brotherhood* peuvent être étudiées facilement au moyen des théories du texte; les forces d'inertie longitudinales y sont assez bien équilibrées, mais l'arbre exigerait un fort contrepoids opposé à la manivelle.

forces appliquées au centre du palier en disposant à l'opposé de la manivelle un contre-poids capable de faire équilibre à cette pièce, au point de vue statique, et à équilibrer en outre le tiers environ du poids de la bielle supposé appliqué au bouton de la manivelle.

Pour les petites machines horizontales, on fait usage du plateau-manivelle en fonte; on peut facilement laisser à cette pièce une surépaisseur opposée à la manivelle (fig. 54). Une disposition, évidemment meilleure consiste à employer un double plateau, comme dans les machines *Straight-line* (fig. 55.)

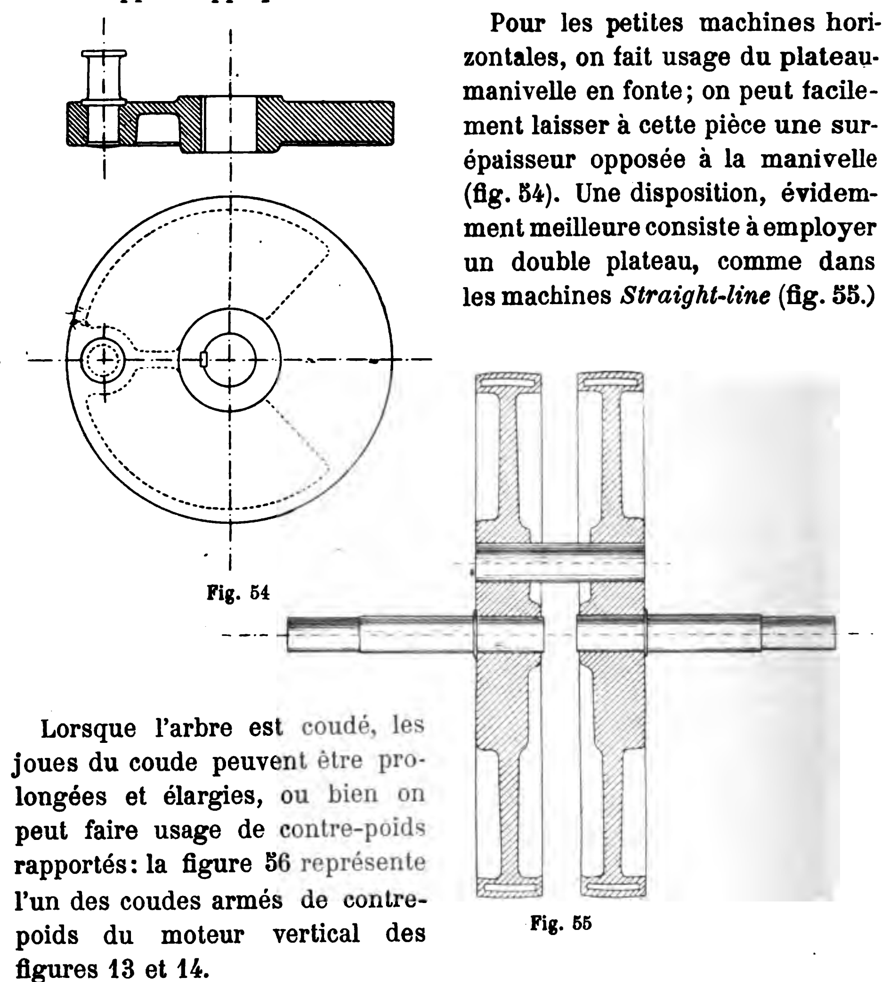


Fig. 54

Fig. 55

Lorsque l'arbre est coudé, les joues du coude peuvent être prolongées et élargies, ou bien on peut faire usage de contre-poids rapportés: la figure 56 représente l'un des coudes armés de contre-poids du moteur vertical des figures 13 et 14.

On peut donner plus d'importance aux contre-poids, et l'on arriverait ainsi, par la composante de leur force centrifuge dirigée suivant l'axe du cylindre, à équilibrer à peu près exactement l'effort indiqué au 1° du numéro précédent. Mais la composante de la force centrifuge normale à cette direction constituerait une fatigue nouvelle. Si, pour le but que

l'on a en vue, cette composante a moins d'inconvénients que la force d'inertie longitudinale, il pourra y avoir intérêt à donner aux contre-poids de manivelles une grande importance, mais on ne devra pas perdre de vue que la composante transversale que l'on fait naître fatigue alternativement le palier et son chapeau.

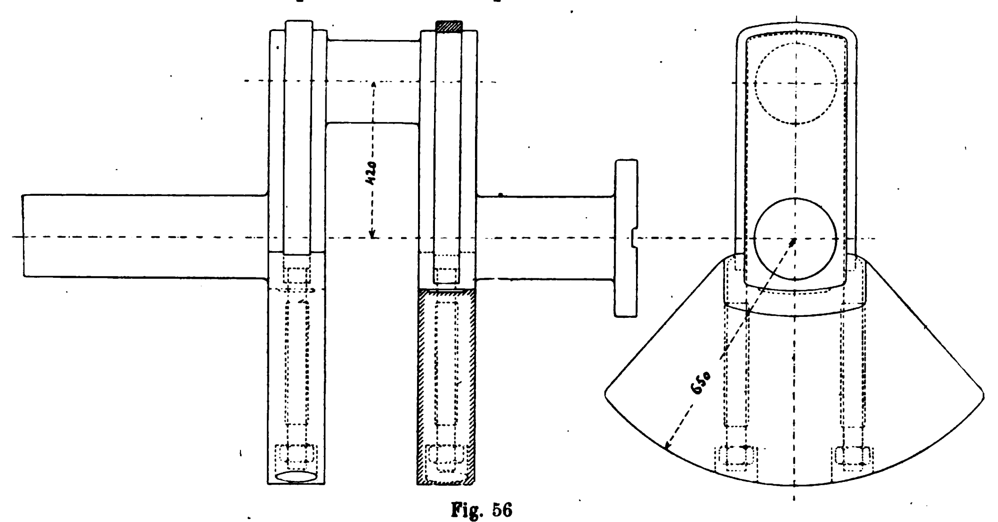


Fig. 56

On a pu, par ce moyen, faire fonctionner à très grande vitesse des machines horizontales dont le bâti, au lieu d'être attaché, reposait sur des galets; le bâti était assez lourd pour ne pas se soulever lorsque les contre-poids passaient dans leur position culminante.

Dans les machines locomotives, on fait souvent usage de contre-poids d'équilibre, mais sans atteindre la limite nécessaire pour équilibrer l'effort longitudinal, parce que la composante verticale de la force centrifuge, lorsqu'elle agit vers le haut, déchargerait la roue correspondante d'une manière dangereuse.

Pour les machines verticales autres que celles comprenant deux ou plusieurs coudes symétriquement répartis autour de l'arbre, les contre-poids de manivelles ont une fonction différente : ils servent à équilibrer au point de vue statique une partie du poids des pièces, et à donner au moment moteur une valeur plus régulière dans le tour. Lorsque les machines sont à très grande vitesse de rotation, on préfère, à moins qu'il ne s'agisse de moteurs devant démarrer dans toutes les positions, opposer les coudes l'un à l'autre, ce qui procure les avantages développés à propos du *premier moyen*.

§ III

MACHINES DE WOOLF (1)

33. — *Dispositifs divers de ces machines.* — Le système de Woolf consiste dans l'emploi de deux cylindres successifs ; la vapeur admise à la pression de la chaudière dans le petit cylindre pendant une fraction de la course y commence sa détente, puis elle est refoulée dans le grand cylindre, et son volume augmente jusqu'à la fin de la course du grand piston ; enfin, elle est évacuée au condenseur. Les deux cylindres, dans les machines primitives, étaient toujours disposés sur le même bras du balancier, (fig. 57) ; ainsi, la vapeur venant de la chaudière est admise en A, celle qui a été admise sur la face supérieure du petit piston pendant la course précédente se transvase du petit vers le grand cylindre et occupe le volume B + B' ; la vapeur qui se trouve en C sur la face supérieure du grand piston, s'échappe au condenseur. A la course suivante, les conduits marqués en pointillé sont ouverts et les mêmes opérations se produisent sur les faces opposées des pistons.

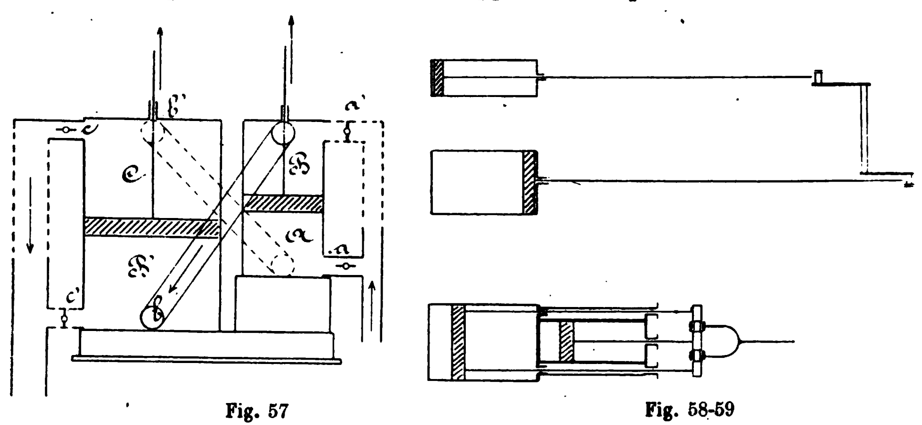


Fig. 57 Fig. 58-59

Ce mode de fonctionnement admet d'autres dispositions, notamment celles de la figure 58, avec manivelles opposées, ou de la figure 59 avec une seule manivelle. Les conduits et les organes de la distribution sont disposés de manière à ce que l'admission au grand cylindre ait lieu pen-

1. Voir la notice historique (no 2) et le rapport de M. *Mallet* au Congrès de mécanique appliquée de Paris, en 1889 (*Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, tome II, p. 7).

dant toute la course, c'est-à-dire aussi longtemps que dure l'évacuation du petit cylindre ; dans ces conditions, le volume du conduit qui forme le passage d'un cylindre à l'autre pourrait être fort réduit, et nous supposerons qu'il est nul [1].

34. — *Partage du travail entre les deux cylindres.* — Dans la figure 57, le mouvement des pistons est supposé parallèle ; l'admission au petit cylindre se fait par les obturateurs a, a', l'évacuation au grand cylindre par les obturateurs b, b' ; l'échappement est réglé par les valves c, c' ; pendant la course ascendante, les obturateurs b et c sont ouverts d'une manière permanente, sauf, éventuellement, une certaine avance à la fermeture nécessitée par les compressions, et dont nous ferons abstraction. L'obturateur a est ouvert pendant nne fraction de la course du petit piston.

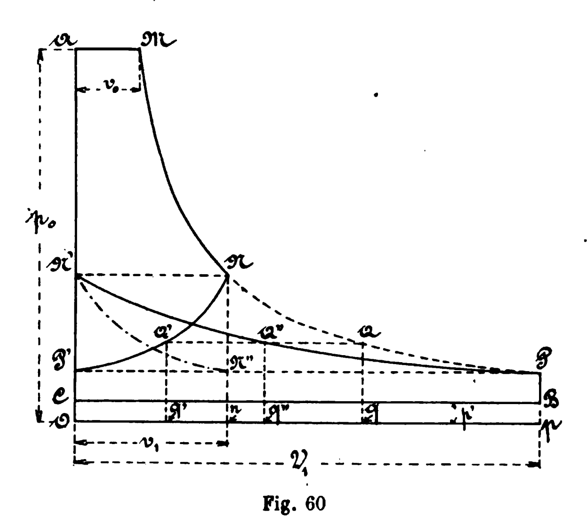


Fig. 60

Suivons la vapeur admise sur la face supérieure du petit piston par l'obturateur a ; portons en ordonnée la pression absolue p_0, en abscisse

1. Ces différents points constituent bien le caractère du système Woolf, tandis que l'interposition entre les deux cylindres d'un réservoir plus ou moins volumineux permettrait de n'admettre la vapeur au grand cylindre que pendant une fraction de la course. ce réservoir emmagasinant la vapeur que le petit piston continue à refouler après que l'introduction au grand cylindre est fermée.

On peut supposer que le volume des conduits de communication soit assez grand pour jouer jusqu'à un certain point le rôle de réservoir, et réduire le degré d'introduction au grand cylindre ; on passe ainsi graduellement aux machines *compound*, qui font l'objet du paragraphe IV.

le volume introduit, (fig. 60); MN est la loi de détente jusqu'à la fin de la course, et la vapeur occupe à ce moment le volume v_1 du petit cylindre.

Pendant la course rétrograde, l'obturateur b est ouvert, et la détente se continue entre les deux pistons, la vapeur passe ainsi du volume v_1 au volume du grand cylindre V_1 en exerçant des pressions qui diminuent suivant la loi NP. L'espace nuisible étant supposé nul au grand cylindre ainsi que le volume du conduit, la courbe NP est le prolongement de MN.

Pour une fraction quelconque $\frac{1}{k}$ de la course des deux pistons, le volume compris entre les pistons est :

$$v_1\left(1-\frac{1}{k}\right)+\frac{1}{k}V_1$$

ou :

$$v_1+\frac{1}{k}(V_1-v_1)$$

On peut donc trouver la pression correspondante en prenant :

$$nq=\frac{1}{k}\times np$$

et en menant l'ordonnée du point q.

Cette pression est motrice pour le grand piston, et résistante pour l'autre. Le diagramme des pressions pendant la course rétrograde du petit piston sera donc la ligne NP', dont on construira les points de la manière suivante : on prendra, à partir de n, $nq'=\frac{1}{k}\times On$, et l'ordonnée $q'Q'=qQ$.

Le diagramme sur la surface inférieure du petit piston pour un tour sera AMNP', en supposant qu'il n'y ait pas de compression finale.

Pour le grand piston, la loi des pressions motrices s'obtiendra en construisant N'P de la manière suivante : on prendra $Oq''=\frac{1}{k}V_1$, l'ordonnée correspondante est celle du point Q.

Enfin, pendant la course rétrograde du grand piston, l'écoulement a lieu à la pression p' de l'échappement ; le diagramme est donc N'PBC. Cette figure est équivalente à P'NPBC. On peut déduire de ce qui précède la propriété suivante :

Le travail développé par les deux cylindres est le même que celui de la machine monocylindrique ayant le grand cylindre de la machine de Woolf, et admettant le même volume de vapeur que le petit cylindre de cette machine, et à la même pression.

Cette propriété n'est du reste qu'approximative et ne doit pas être étendue aux rendements thermiques des machines comparées, car l'effet de la détente fractionnée entre deux cylindres est de diminuer la condensation initiale, c'est-à-dire l'effet nuisible de la paroi; par conséquent, à un même volume apparent admis, c'est-à-dire accusé par le diagramme, correspond une moindre dépense.

Le calcul du grand cylindre d'une machine de Woolf se fait donc d'après les mêmes règles que celui d'une machine monocylindrique, δ représente la détente totale, c'est-à-dire le rapport du grand cylindre V_1, au volume d'admission du petit cylindre, v_0; on a :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{V_1}{v_1}\frac{v_1}{v_0}$$

ou, en appelant m le rapport des volumes des deux cylindres et n le rapport de détente réalisé dans le petit cylindre:

$$\delta = m\,n$$

Le choix de m ou de v_1 est arbitraire, mais la valeur de n en résulte; il est clair du reste que n est inférieur à l'unité, sinon, la détente se ferait entièrement dans le grand cylindre, le petit ne constituerait qu'un réservoir où la vapeur passerait inutilement sans se transformer.

Pareillement n doit être inférieur à δ, sinon, m serait égal à l'unité; les deux cylindres seraient égaux, toute la détente s'opérerait dans le premier cylindre, et le passage dans le second ne serait qu'un transvasement inutile.

On peut déterminer n, et par conséquent v_1, de manière à rendre égaux les travaux accomplis par les cylindres, c'est-à-dire déplacer le point N sur la courbe de détente de manière à rendre égales les surfaces AMNP', P'NPBC; ou encore, faire :

$$AMNP' = \frac{1}{2} AMPBC$$

En supposant aux deux pistons la même course, les volumes V_1 v_1 sont dans le même rapport que les sections des pistons S et s, on a ainsi :

$$m = \frac{S}{s}$$

L'effort sur la tige du petit piston varie entre les limites :

$$s \times AN' \quad \text{et} \quad s \times NN''$$

L'effort sur la tige du grand piston varie de même entre les valeurs :

$$S \times CN' \quad \text{et} \quad S \times PB$$

En additionnant les efforts sur les tiges, on obtient à l'instant initial :

$$E_0 = s \times AN' + S \times CN'$$

et à l'instant final :

$$E_1 = s \times NN'' + S \times PB$$

Tandis qu'on aurait, pour la machine monocylindrique, à l'instant initial :

$S \times AC$ ou $S\,(AN' + CN')$ valeur plus grande que E_0

et à l'instant final :

$S \times PB$, valeur plus petite que E_1

En construisant, d'une part, le diagramme des efforts exercés sur les deux tiges de la machine Woolf, d'autre part, celui des efforts exercés sur la tige unique de la machine monocylindrique, on a, aux divers instants de la course, les courbes de la figure 61. On peut tirer de là cette conclusion :

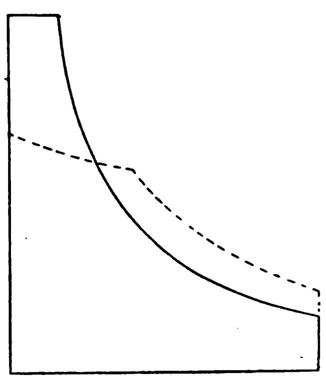


Fig. 61

Le couple moteur, abstraction faite des forces d'inertie, varie moins dans la machine de Woolf que dans la machine monocylindrique.

Cette propriété est mise à profit dans la commande des pompes à action directe, c'est-à-dire sans volant (7[e] fasc. n[os] 70, 71, 75).

Le rapport des cylindres peut encore être déterminé de manière à rendre égaux les efforts initiaux sur les tiges des deux pistons, c'est-à-dire à réaliser la condition :

$$s \times AN' = S \times CN'$$

Cette considération a eu son importance lorsque les tiges étaient

attelées à une même crosse, mais on a renoncé à ce dispositif, parce qu'il est impossible d'égaliser les efforts pour toutes les positions.

On peut réduire les abscisses du diagramme N' P B C dans le rapport m, ce diagramme vient alors coïncider avec N P' C n, (la figure ainsi obtenue doit évidemment être mesurée à une autre échelle).

Lorsque l'on dispose ainsi les figures déduites des courbes d'indicateur préalablement transformées de manière à ce que les pressions y soient représentées à la même échelle, et que les volumes engendrés par les pistons y soient représentés par la même longueur, on obtient la figure 62; la chute de pression entre les lignes N P', $N_1P'_1$ est due aux pertes de charge entre les deux cylindres [1].

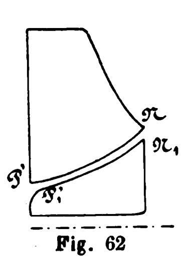


Fig. 62

35. — Au point de vue de l'effet des parois, on peut remarquer que, dans le petit cylindre, la température varie entre celle de l'admission, et celle de la vapeur totalement détendue (point P'); au grand cylindre, la chute de température est celle qui existe entre le point N et le condenseur.

Dans une machine de Woolf à détente complète, le point P coïnciderait avec B, et le point P' avec C; la chute de température au petit cylindre serait donc la même que dans la machine monocylindrique, avec cette différence que, d'une part, les surfaces actives sont plus petites, et que d'autre part, la température du condenseur n'existerait que pendant un instant très court dans le petit cylindre.

En diminuant le volume du petit cylindre, on diminue ses surfaces internes, et en même temps l'action de paroi; par contre, on augmente la chute de température au grand cylindre. Il est évident qu'il existe une valeur de m qui rend minimum l'action nuisible totale, mais il serait extrêmement difficile, dans l'état actuel de nos connaissances, de déterminer cette valeur par le calcul.

Le système de Woolf a été longtemps en vogue pour les machines

1. Cette modification altère donc la propriété établie précédemment, c'est-à-dire que la machine de Woolf devra avoir un volume apparent d'admission supérieur à celui de la machine monocylindrique qui fait le même travail. On voit combien seraient fausses les conclusions à tirer de cette théorie au point de vue thermique, puisqu'on aurait ainsi établi que la machine Woolf a un rendement inférieur, alors que le contraire est vrai.

à balancier [1]; la disposition des cylindres parallèles, attaquant deux points dirigeants du parallélogramme, était rationnelle et très constructive, mais la machine à réservoir intermédiaire présente l'avantage d'une chute de température plus réduite au petit cylindre, toutes choses égales d'ailleurs, comme nous le verrons dans le paragraphe suivant.

§ IV

MACHINES COMPOUND [2]

36. — *Dispositions principales des machines compound.* — Ces machines sont caractérisées par l'existence d'un réservoir intermédiaire plus ou moins volumineux (*receiver*) (fig. 63), qui permet de ne pas faire coïncider la période d'admission du cylindre à basse pression avec la période d'échappement du cylindre à haute pression; dès lors, il n'est plus nécessaire d'admettre la vapeur au grand cylindre pendant toute la course. Une autre conséquence importante découle de l'emploi du réservoir : c'est que la marche des pistons ne doit plus être nécessairement concordante, mais que leurs bielles peuvent commander des manivelles calées sous un angle quelconque. Le type le plus répandu

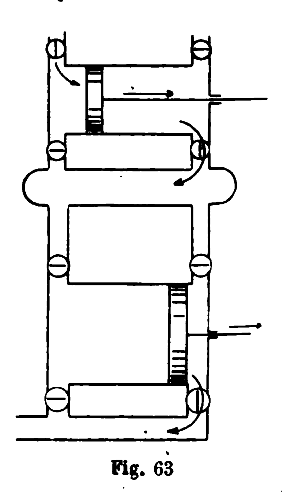


Fig. 63

1. Comme exemple du type très répandu dans les filatures, nous citerons les machines Woolf jumelles à balancier de la Société Lousbergs, à Gand. Chacun des balanciers est commandé par un jeu de cylindres ayant comme dimensions :

Diamètre du petit cylindre : 715 mm., course : 1^m,392
— du grand — : 1^m,800, — : 2^m,400

Les deux manivelles sont à angle droit; à la pression effective de 5 atmosphères et pour 24 révolutions par minute, les deux groupes de cylindres développent 800 chevaux.

2. La machine *compound* (composée) a été inventée vers 1834, par *Gérard Maurice Roentgen*, fondateur des chantiers de Feyenoord, près Rotterdam (*Mémoires de l'Institut royal des Ingénieurs néerlandais*, mai 1892, et *Zeit-*

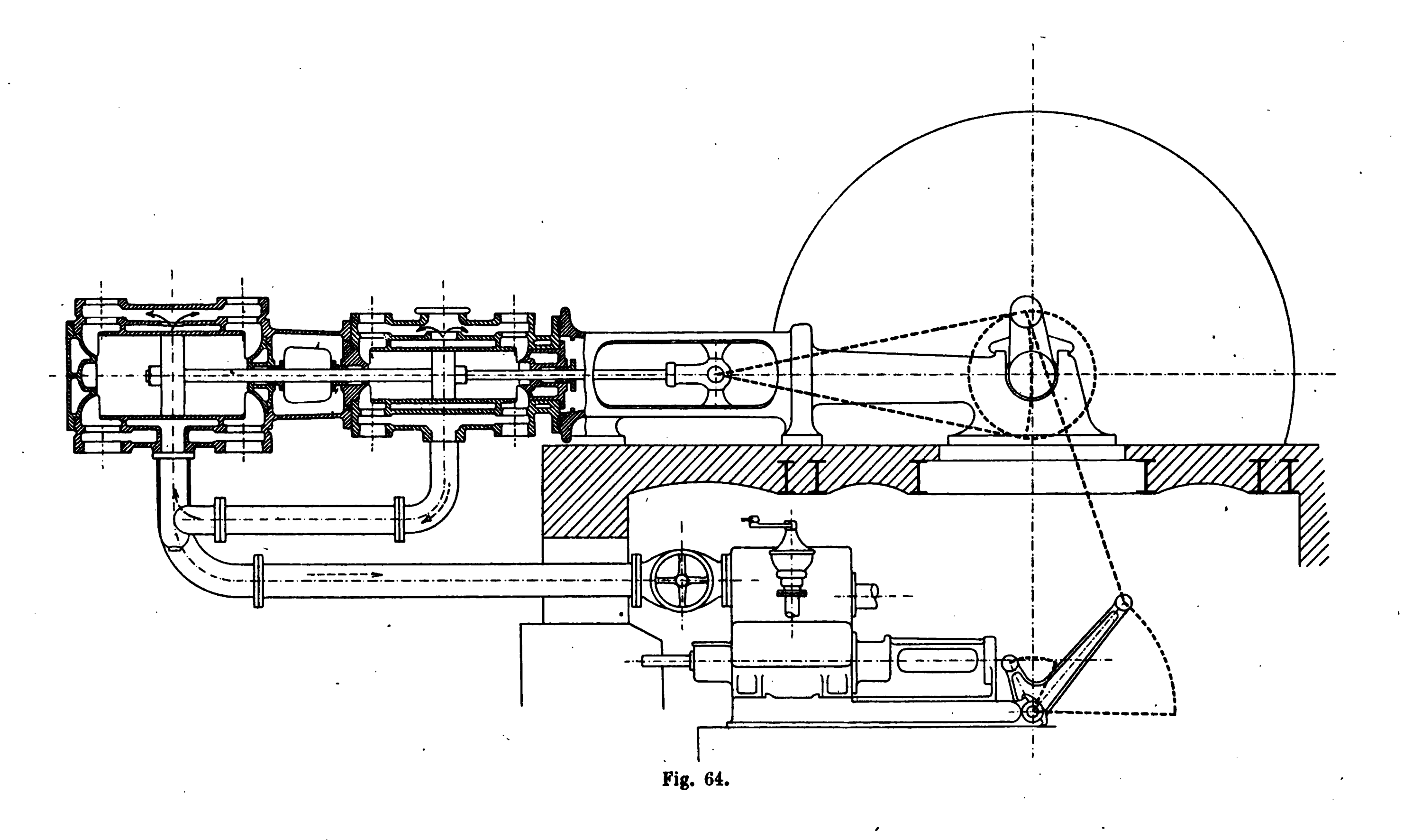


Fig. 64.

comporte des manivelles à angle droit, les cylindres sont alors disposés parallèlement, le volant étant entre les deux bâtis; ce type est identique dans ses dispositions générales à la machine conjuguée, sauf que le fonctionnement de la vapeur est différent, et que les cylindres n'ont pas le même diamètre. Lorsque le volant n'est pas placé entre les cylindres, le réservoir sert ordinairement à entretoiser ces pièces. (Voir fig. 15 et 15 *bis*).

En disposant les manivelles à angle droit, on obtient, pour l'ensemble des deux manivelles, un moment moteur qui ne s'annule pour aucune position de l'arbre, circonstance favorable à la régularité.

Pour les emplacements réduits en largeur, les deux cylindres sont disposés en tandem (fig. 64); les pistons sont sur une même tige ; il y a donc une seule bielle motrice, et, bien que le moment moteur soit plus régulier que dans les machines monocylindriques, les deux points morts subsistent.

37. — *Partage du travail entre les deux cylindres.* — Supposons d'abord les cylindres sans espace nuisible, admettons les notations suivantes :

v_0, volume d'introduction au petit cylindre;
p_0, pression absolue de la vapeur à l'introduction;
v_1, volume du petit cylindre;
V_1, volume du grand cylindre;
n, rapport de détente au petit cylindre;
m, rapport de détente au grand cylindre;
δ, rapport total de détente;
p', contre-pression d'échappement du grand cylindre.

Cherchons la pression qui s'établit au réservoir intermédiaire en admettant d'abord qu'il soit infini; cette pression Q pourra être considérée comme constante, et nous l'obtiendrons en exprimant que le poids de vapeur admis au grand cylindre est égal à celui que dépense le petit cylindre. Nous continuerons d'ailleurs l'hypothèse que, pour une même quantité de vapeur qui traverse la machine, le produit de la pression par le volume occupé est constant.

schrift des V. D. I., 1892, p. 941, 978,—1893, p. 282, notice très complète de *Brückmann*); elle a été ensuite répandue en Alsace. Ce n'est que beaucoup plus tard, vers 1860, qu'elle a été appliquée d'une manière définitive à la navigation par Benjamin Normand, en France, et par John Elder, en Angleterre. (Rapport de M. Mallet au Congrès de mécanique appliquée de Paris). En 1878, le système compound était encore exceptionnel pour les machines fixes.

L'égalité des poids reçus et dépensés par le réservoir donne l'équation :

$$\frac{1}{n} p_0 v_1 = \frac{1}{m} Q V_1 \qquad (1)$$

La vapeur admise au petit cylindre, et qui se détend ensuite donne la ligne des pressions ABC (fig. 65); BC est l'arc d'hyperbole équilatère partant du point B; le fluide est ensuite expulsé au réservoir à la pression constante Q, représentée par l'ordonnée constante de la ligne EF.

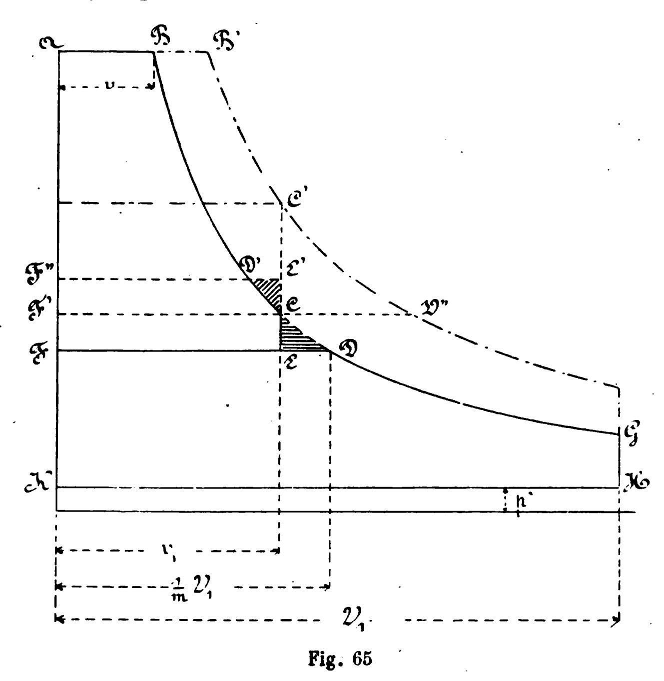


Fig. 65

Or, comme l'indique l'équation (1), Q est l'ordonnée du point de l'hyperbole pour lequel l'abscisse est le volume introduit au grand cylindre; on construira donc la ligne EF en portant en abscisse le volume $\frac{1}{m} V_1$, on trouvera ainsi le point D. Le diagramme des pressions au petit cylindre est ABCEF, tandis que le diagramme au grand cylindre est FDGHK.

La machine compound, comparée avec la monocylindrique ayant la même détente δ et le même volume dépensé, présente donc, par rapport à celle-ci, le déchet de travail CED; on a donné à ce déchet le nom de *perte triangulaire*.

On peut toujours annuler la perte triangulaire en faisant :

(2) $$v_1 = \frac{1}{m} V_1$$

c'est-à-dire en introduisant dans le grand cylindre un volume de vapeu régal à celui du petit cylindre. Les diagrammes deviennent alors ABCF' et F'CGHK.

On verrait reparaître la perte si le volume d'introduction au grand cylindre était F"D', plus petit que v_1; cette perte serait alors D'E'C, et le diagramme du petit cylindre présenterait une forme bouclée.

Supposons que l'introduction au grand cylindre soit réglée de manière à annuler la perte triangulaire, nous aurons sur la figure :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{V_1}{\frac{1}{n} v_1}$$

ou, à cause de l'equation (1) :

$$\delta = m n$$

La détente totale, dans le cas où il n'y a pas de perte triangulaire, est donc le produit des rapports de détente dans chacun des cylindres.

38. — *Calcul des cylindres.* — Lorsque p_0 et δ sont donnés, ainsi que le nombre de tours par minute, le volume V_1 du grand cylindre se calcule comme celui d'une machine monocylindrique ; il faut ensuite déterminer le volume du petit cylindre.

On peut choisir arbitrairement m, on a :

$$v_1 = \frac{V_1}{m}$$

Le volume v_1 serait donc également arbitraire; on ne peut cependant abaisser v_1 jusqu'à le faire égal à v_0, car la pression Q deviendrait égale à la pression initiale p_0, et le petit cylindre serait inutile. De même, on ne peut faire v_1 égal à V_1, car toute la détente s'opérerait dans le petit cylindre, et, dans le cas d'une expansion totale prolongée jusqu'à la pression du condenseur, le grand cylindre n'effectuerait plus aucun travail.

La raison d'être du système compound étant de réduire l'effet de

paroi par un partage convenable de la chute totale de température, il est évident que la solution se trouve entre les deux cas extrêmes ci-dessus.

Il est impossible, tout autant que pour le système Woolf, de déterminer analytiquement m par la condition qui réduit au minimum l'effet de paroi; on doit se contenter de solutions expérimentales, et avoir égard à d'autres considérations pratiques qui seront expliquées ci-après.

Dans la machine à charge constante, on s'attache à rendre égaux les travaux sur les deux pistons; ayant tracé le diagramme total du travail, on mène la ligne horizontale F'C, de manière à partager ce travail en deux parties égales; F'C est le volume du cylindre à haute pression; les fractions d'introduction dans les deux cylindres sont respectivement :

$$\frac{1}{n} = \frac{AB}{F'C}$$

$$\frac{1}{m} = \frac{F'C}{V_1}$$

On donne au petit cylindre les mêmes proportions relatives que dans les machines monocylindriques, c'est-à-dire que la course est 2 à 2,5 fois le diamètre ; on adopte la même course pour le grand piston.

Lorsque la charge est variable, l'introduction au petit cylindre est modifiée par le régulateur ou autrement, et il n'est plus possible, en maintenant constante l'introduction au grand cylindre, d'égaliser les deux travaux; ainsi, lorsque l'introduction passe de AB à AB', le travail dans le grand cylindre augmente notablement relativement à l'autre; si l'introduction a lieu à pleine course dans le petit cylindre, le petit cylindre n'effectue plus même aucun travail.

D'ailleurs, les organes du cylindre à basse pression ne sont généralement pas calculés pour résister à la pression de la chaudière, et, par mesure de précaution, on place sur le réservoir intermédiaire une soupape qui doit se lever pour la pression limite qu'on veut admettre au grand cylindre.

Il faut donc, lorsque la charge varie dans d'assez larges limites, modifier à la fois l'introduction aux deux cylindres; pour conserver une pression constante au réservoir intermédiaire, il est facile de voir que les volumes introduits dans les cylindres devraient varier dans le même

rapport; si l'on s'imposait la condition que les travaux doivent rester égaux, on serait conduit à une condition un peu différente. Dans les deux cas, on voit réapparaître la perte triangulaire C'CD".

Il existe cependant beaucoup de machines compound dans lesquelles le réglage du grand cylindre est fixe; l'introduction y est établie de manière à égaliser les travaux pour une valeur moyenne de la charge; lorsque l'introduction au petit cylindre s'abaisse, ce cylindre fait plus de travail que le grand, et *vice versa.*

Dans la plupart des cas, l'introduction au grand cylindre est variable à la main ou par l'action du régulateur; on adopte aussi quelquefois une solution mixte : le régulateur, qui commande toujours l'introduction au petit cylindre, ne commence à intervenir sur celle du grand qu'à partir d'une certaine limite.

Dans les machines marines et les locomotives, où l'appareil de détente est une coulisse actionnée pour les deux cylindres par le même arbre de relevage, l'introduction varie en même temps aux deux cylindres.

39. — *Influence de la perte triangulaire.* — Si l'on se base sur le diagramme représentant le travail, cette perte est incontestable, même en tenant compte de ce qu'ont d'approximatif les courbes de détente; mais, au point de vue thermique, le problème est tout différent. Lorsque la vapeur passe du cylindre à haute pression au réservoir intermédiaire, et y subit une chute de pression notable, le phénomène qui se produit est comparable à celui qui sert de démonstration à la loi de Joule (3e fascicule, n° 8), attendu qu'il n'y a pas de travail extérieur produit; le réservoir bénéficie de la chaleur interne apportée par la vapeur, et certaines modifications de titre se produisent qui rendent la perte moins grande que ce que l'on pourrait supposer ([1]).

On sait que les cycles de rendement maximum ne comportent que des transformations isothermiques et des transformations adiabatiques (ou isodiabatiques) réversibles; on peut donc dire, *a priori,* que toute chute brusque de pression occasionne une perte en utilisant la chaleur à une température moindre que si la perte de pression n'existait pas.

D'ailleurs, on peut se rendre compte d'une manière plus complète de l'infériorité de rendement de la machine présentant une chute de

1. On a même invoqué à tort ce raisonnement pour mettre en doute la perte triangulaire.

pression ; soient *abcde* (fig. 66) le diagramme du cylindre à haute pression, *efgh* celui du grand cylindre ; l'effet de la chute de pression est

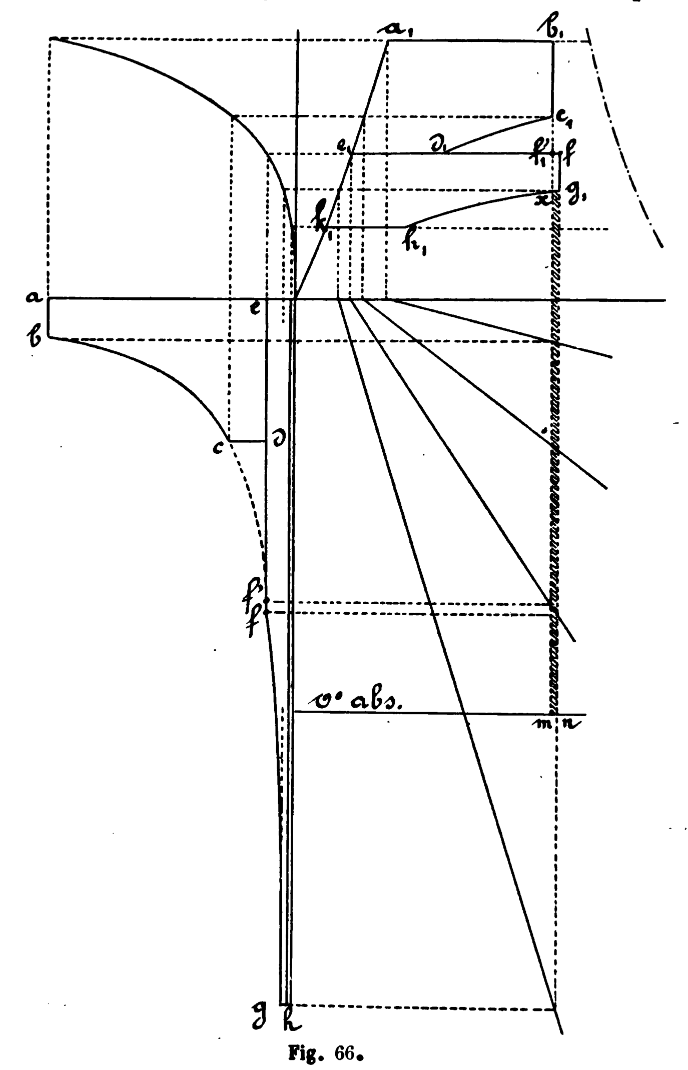


Fig. 66.

d'envoyer au grand cylindre la chaleur interne représentée par la surface $c_1 d_1 f_1'$ et, par conséquent, pour obtenir l'état f_1 de la vapeur après l'introduction au grand cylindre, nous devrons porter la surface $f'_1 f_1 nm$ égale à $c_1 d_1 f'_1$; le point f n'est donc plus sur le prolongement de l'adiabatique *bc*.

Les diagrammes thermiques correspondants sont $a_1 b_1 c_1 d_1 e_1$ et $e_1 f_1 g_1 h_1 k_1$ (voir 3e fascicule). Or, la machine sans chute de pression aurait pour diagrammes thermiques les surfaces $a_1 b_1 f_1' e_1$ et $e_1 f_1' x h_1$; pour la même quantité de chaleur empruntée à la chaudière, cette machine emporte donc au rétrigérant une moindre quantité de chaleur, le gain ainsi opéré est représenté par la surface $g_1 nmx$.

L'action de la paroi modifie ces diagrammes, mais si l'on observe que la détente au grand cylindre n'est jamais complète, au moins dans les machines à condensation, on voit que la quantité de chaleur $f'_1 f_1 g_1 x'$ ne sera que partiellement restituée au diagramme du grand cylindre, de sorte que la perte triangulaire est en réalité presque complète; il faut donc veiller à ce que la chute de pression soit aussi réduite que possible.

40.— *Maximum de puissance.*— Ce maximum est réglé par le volume du petit cylindre; il est donc de beaucoup inférieur à celui d'une machine monocylindrique réalisant la même puissance normale dans les mêmes conditions de détente [1]. Lorsqu'on établit un moteur d'usine, on prévoit souvent pour l'avenir des accroissements de charge; ceux-ci sont d'autant plus possibles que le petit cylindre est plus grand. Pour des moteurs à condensation, le rapport des sections admis par les constructeurs en vogue varie de 2,5 à 2,7; c'est surtout lorsque la distribution ne permet pas de réaliser de grandes introductions au petit cylindre, comme dans certains systèmes à déclenchement, qu'il y a lieu d'augmenter les proportions relatives du petit cylindre.

41. — *Volume et disposition du réservoir.* — La pression a été déterminée en supposant le réservoir de volume infini; mais, en fait, on peut employer des réservoirs de volume très réduit sans observer de grandes variations dans la pression, et ce volume paraît sans influence sur le rendement. Le volume des conduits de communication entre les cylindres et des chapelles du grand cylindre serait presque toujours suffisant pour former le réservoir, surtout lorsque le volant est au milieu de l'arbre, les cylindres étant alors assez écartés ; mais il faut viser à séparer l'eau qui se forme par condensation dans le réservoir, et celle qui

1. C'est ce qu'on exprime en disant que la machine *compound* est moins élastique que la machine monocylindrique ; cette différence s'accentue encore dans les machines à triple et à quadruple expansion.

pourrait ne pas être revaporisée pendant l'échappement du petit cylindre. Dans ce but, il faut que la vitesse de passage soit suffisamment réduite dans le trajet entre les deux cylindres, et, pour cette raison, il est bon d'adopter un véritable réservoir, avec des dispositions convenables pour le drainage.

L'évacuation des eaux de purge du réservoir se fait ordinairement par un purgeur automatique (4e fascicule, n° 115); il peut arriver, lorsque la machine est peu chargée, que la pression du réservoir descende en dessous de la pression atmosphérique ; dans ce cas, le purgeur automatique, au lieu d'évacuer l'eau, donnerait lieu à une rentrée d'air, à moins que l'on ne puisse faire descendre le tuyau de décharge assez bas et le faire plonger dans l'eau. Cette disposition peut cependant être la source d'un danger, et créer à un moment donné une rentrée d'eau dans le receiver.

On peut aussi employer une pompe spéciale de purge qui extrait l'eau et la refoule aux chaudières, ou à un filtre de dégraissage s'il y a lieu ; dans ce dernier cas, elle est reprise par la pompe alimentaire. On pourrait aussi faire passer l'eau alimentaire dans un réchauffeur à surface à contre-courant.

Dans divers essais de machines compound horizontales, nous avons trouvé que la quantité d'eau recueillie au réservoir variait de 1,5 à 4 % du poids de vapeur dépensé par la machine.

42. — *Calcul plus complet de la pression dans le réservoir.* — Au lieu de supposer le réservoir indéfini comme précédemment, on peut déterminer, pour chaque position de l'arbre, la pression du réservoir en tenant compte de son volume réel, et tracer d'une manière plus exacte la ligne d'échappement du petit cylindre et la ligne d'introduction du grand cylindre. Pour faire ce calcul, il faut tenir compte du volume variable qui s'ajoute au réservoir pendant les périodes de communication entre les cylindres et le réservoir, et relier par un nombre d'équations suffisant le volume et la pression de la vapeur au moment où les communications s'ouvrent ou se ferment ; il doit être tenu compte des espaces nuisibles.

Nous avons fait ces calculs pour des machines existantes, en tenant compte de l'obliquité des bielles (1) ; nous avons trouvé que la pression

1. Note sur les diagrammes de deux machines marines (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, 1886).

absolue au réservoir, dans des circonstances données, oscillait entre $1^k,89$ et $2^k,11$ par cm^2, le réservoir ayant un volume de $1^{m3},899$, tandis que le volume engendré par le grand piston était de $1^{m3},539$; l'hypothèse du réservoir infini donnait $2^k,156$ par cm^2. Dans un autre cas, la pression oscillait entre $1^k,87$ et $2^k,13$, la pression calculée était $2^k,21$; les volumes du réservoir et du grand cylindre étaient $1^{m3},746$ et $1^{m3},327$ respectivement.

La question a été résolue par quelques auteurs d'une manière entièrement graphique; M. *Unwin* emploie un procédé commode pour représenter les volumes auxquels s'appliquent les équations [1].

Nous n'entrerons pas à ce sujet dans plus de développements, car dans les calculs de l'espèce, l'hypothèse admise exclut à l'avance toute exactitude; d'ailleurs, le rôle des parois, les étranglements et les pertes de charge, sont autant de raisons qui empêchent la concordance entre la réalité et les résultats des calculs. Nous avons toujours constaté, même avec de faibles volumes de réservoirs, que la pression y variait fort peu, au point de donner à la ligne d'échappement du petit cylindre une forme rectiligne.

43. — ***Diagramme du réservoir.*** — Il y aurait lieu de se préoccuper de cette variation de pression dans des cas exceptionnels, tel est celui, par exemple, que l'on rencontre dans les moteurs Willans (15) et quelques autres moteurs spéciaux [2]. Dans les moteurs Willans, le réservoir, (fig. 67) est constitué par le volume R_1, compris entre des parois fixes et la paroi mobile du piston à haute pression; les variations de pression du réservoir pendant le tour entier ont par conséquent pour effet de communiquer au piston un certain travail qui ne serait nullement accusé par la surface des diagrammes relevés sur les cylindres C_1 et C_2. Le réservoir intermédiaire fonctionne, dans une faible mesure, comme un cylindre à simple effet, et le travail effectué sur la face inférieure du piston

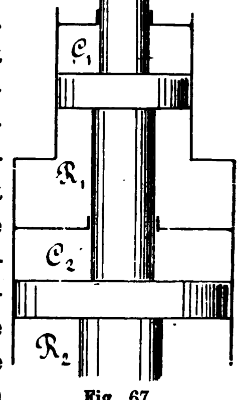


Fig. 67

1. Unwin, *The Elements of Machine Design.*, 12e édition 1893, t. II, p. 45 à 52.

2. Rapport de M. *Schrœter* sur le moteur *Schmidt* (*Zeitschrift des V. D. I.* 1895 p. 5).

donne lieu à un diagramme moteur. De même, l'espace R_2, dans lequel la vapeur est transvasée avant son échappement à l'air libre ou au condenseur, donne lieu à un diagramme.

44. — *Modifications dues aux espaces nuisibles* [1]. — Supposons d'abord qu'il n'y ait pas de compression. Soient encore :

v_0, le volume engendré par le petit piston pendant l'introduction;

p_0, la pression d'introduction;

v_1, le volume total engendré par le petit piston;

v_e, le volume de l'espace nuisible du petit cylindre;

Q, la pression du réservoir intermédiaire;

V_1, le volume total engendré par le grand piston;

V_e, le volume de l'espace nuisible du grand cylindre;

p', la contre-pression au grand cylindre.

Supposons que les cylindres et les introductions soient déterminés de manière à ce qu'il n'y ait pas de perte triangulaire.

Le volume refoulé par le petit cylindre au réservoir est v_1, il est employé à rétablir la pression Q dans l'espace V_e, où règne la pression p', et à remplir le volume $\frac{1}{m} V_1$, on a donc l'équation :

(1) $$\frac{1}{m} V_1 + V_e\left(1 - \frac{p'}{Q}\right) = v_1$$

Puisqu'il n'y a pas de chute de pression, la détente est complète au petit cylindre, on a donc :

(2) $$(v_1 + v_e)\, Q = (v_e + v_0)\, p_0$$

L'élimination de Q entre les deux équations fournit :

$$\frac{1}{m} = \frac{v_1}{V_1} - \frac{V_e}{V_1}\left(1 - \frac{p'}{p_0}\frac{v_e + v_1}{v_e + v_0}\right)$$

Soient, par exemple :

$$\begin{aligned} v_e &= 0.05\, v_1 \\ V_e &= 0.04\, V_1 \\ p' &= 0.2 \text{ atm.} \\ p_0 &= 7 \text{ atm.} \\ v_0 &= 0.07\, V_1 \\ V_1 &= 2{,}5\, v_1 \end{aligned}$$

1. Pour l'étude de cette question au point de vue du rendement, voir le 3e fascicule.

On trouve :

$$\frac{1}{m} = \frac{v_1}{V_1} - 0{,}035$$

La fraction d'introduction est toujours dans ce cas, inférieure au rapport des volumes engendrés par les pistons.

Le diagramme du travail dans les deux cylindres est représenté figure 68 : AB est la ligne de détente du volume $v_0 + v_e$; ABCD est le diagramme du cylindre à haute pression ; BC est le volume de vapeur à la pression Q refoulée par le cylindre à haute pression au réservoir ; ce volume, d'après la condition (1), est en partie employé à remplir l'espace nuisible du grand cylindre ; soit CE ce volume partiel ; portons l'espace nuisible du grand cylindre à partir de E et vers la gauche, en EF ; FB est le volume qui, dans le grand cylindre, donne la courbe de détente BG, rapportée à l'axe O'F, tandis que AB est rapportée à l'axe Oy ; BG ne forme donc pas le prolongement de AB. Le travail effectué par le grand cylindre est EBGHK.

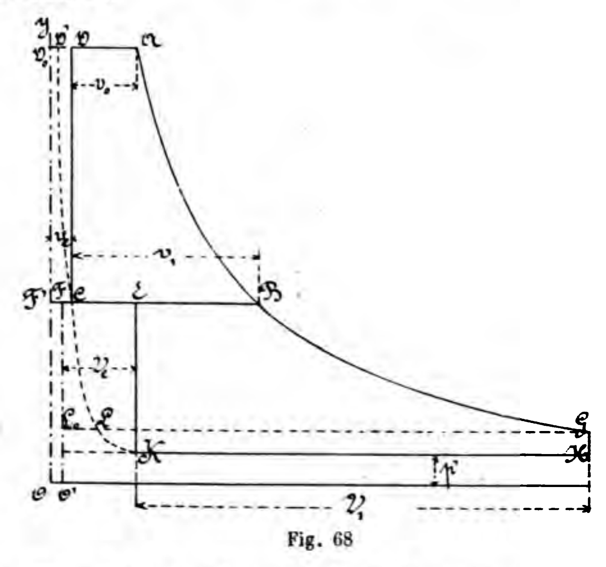


Fig. 68

Le volume FC est celui qu'occupe dans l'espace nuisible la vapeur qui s'y trouve emprisonnée à la fin de l'échappement lorsque sa pression s'élève de p' à Q ; C est donc sur l'hyperbole passant par K, l'axe étant O'F. De même, le volume F'C emprisonné dans l'espace v_e est comprimé par la vapeur d'admission et n'occupe que le volume D_0D' à la

pression p_o. Les points D' et C sont donc sur l'hyperbole rapportée à l'axe Oy.

Le rapport de détente n'est plus ici égal à :

$$\frac{V_1}{v_0}$$

il doit être corrigé comme il suit : le volume de vapeur dépensé à chaque introduction, à la pression p_0, est D'A; on a :

$$D'A = v_0 + v_e\left(1 - \frac{Q}{p_0}\right)$$

le volume occupé par le même poids de vapeur à la fin de la détente au grand cylindre est LG; en réalité le grand cylindre renferme à ce moment le volume L_0G, mais la partie L_0L correspond à la quantité de vapeur qui reste dans l'espace nuisible, et qui au moment de l'échappement le remplit entièrement. Le volume final est donc :

$$LG = V_1 + V_e\left(1 - \frac{p'}{p_2}\right)$$

p_2 étant la pression au point G, à la fin de la détente.

On a aussi l'équation, entre les volumes CB et LG :

$$p_2 (V_e + V_1) - p' V_e = Q\, v_1$$

qui, jointe à l'équation (2) trouvée plus haut, permet d'éliminer p_2 et Q des valeurs de D'A et LG, et donne, pour le rapport réel de détente :

$$\delta' = \frac{LG}{D'A} = \frac{V_1 + V_e\left(1 - \dfrac{p'(V_e + V_1)\;(v_e + v_1)}{p_0\, v_1\, (v_e + v_0) + p'\,(v_e + v_1)\, V_e}\right)}{v_0 + v_e\left(1 - \dfrac{v_e + v_0}{v_e + v_1}\right)}$$

Avec les données numériques précédemment admises, on trouve :

$$\delta' = 12$$

tandis que la machine sans espace nuisible donnerait :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{1}{0.07} = 14.3 \text{ environ}$$

On pourrait également chercher l'influence de l'espace nuisible sur le travail produit.

45. — *Cas des compressions complètes.* — La pression dans le réservoir intermédiaire s'obtient en remarquant que chacun des cylindres admet alors la même quantité de vapeur que s'il n'y avait pas d'espace nuisible. Prenons la courbe de détente AB (fig. 69), du volume de vapeur v_0 introduit à chaque course, l'hyperbole étant rapportée à l'axe OP; portons en DB le volume introduit au grand cylindre; la pression au réservoir est l'ordonnée de la ligne DB. Le diagramme du petit cylindre s'obtient en déplaçant l'axe OP de la quantité PP_0, égale à v_e, et en traçant les hyperboles AB', PD', rapportées à ce nouvel axe. On a évidemment D'B' = DB; relativement à la machine sans espace nuisible, le volume du petit cylindre est donc augmenté de DD'.

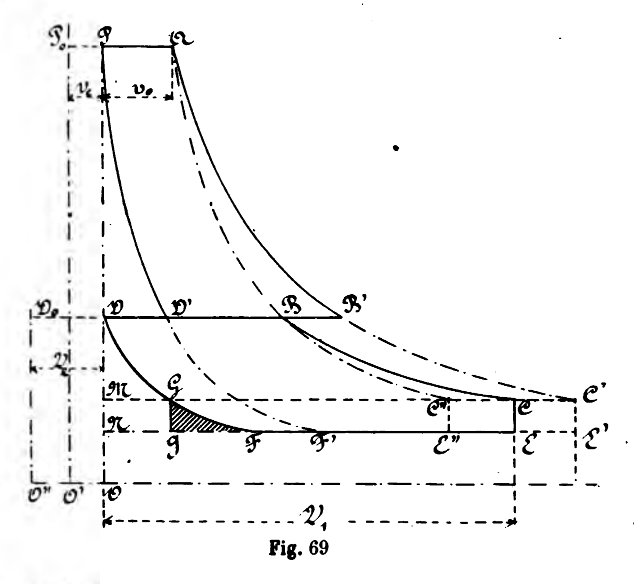


Fig. 69

Pour construire le diagramme du grand cylindre, portons en DD_0 le volume de l'espace nuisible V_e, et traçons les hyperboles BC, DF, rapportées à l'axe $O''D_0$, prenons $MC = V_1$; le diagramme du grand cylindre est DBCEF. Ce diagramme peut être déplacé vers la droite de la quantité DD', et prendre la position D'B'C'E'F', mais en général, B'C' ne sera pas le prolongement de AB'.

La machine sans espace nuisible aurait donné le diagramme DBC"E"N; on voit que le grand cylindre devra être augmenté de C"C, ou MG, si l'on veut détendre jusqu'à la même pression.

La fraction d'introduction au grand cylindre est :

$$\frac{DB}{MC} \text{ au lieu de } \frac{DB}{MC''}$$

elle est donc diminuée.

La détente totale est exprimée par le rapport :

$$\frac{GC}{PA} \text{ ou } \frac{MC'}{PA}$$

elle est nécessairement la même que dans la machine sans espace nuisible.

Enfin, la machine effectue un peu moins de travail que s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles; le déchet est GFg, mais il est d'autant plus réduit que la détente est plus prolongée, et il s'annulerait dans le cas d'une détente complète; en fait, cette différence est presque toujours négligeable.

Pour faire le calcul des cylindres dans le cas où les compressions sont complètes, on opère comme s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles, c'est-à-dire qu'on détermine, au moyen de données p', p_o et δ, ledia-gramme PAC''E''N; on mène la ligne DB de manière à partager ce diagramme en deux parties égales. On porte ensuite les espaces nuisibles v_e, V_e à gauche de l'axe OP, et on mène les hyperboles AB', BC rapportées aux nouveaux axes; les volumes des cylindres sont représentés par DB' et MC respectivement. Cette solution est exacte dans le cas où la détente est complète, et suffisamment approchée dans le cas contraire.

46. — *Coefficient de réduction du diagramme.* — Il existe toujours une différence notable entre le travail effectivement recueilli et le travail calculé par les méthodes précédentes. Cet écart est plus grand que pour les machines monocylindriques (20), tant à cause de la perte de charge que de la diminution de l'effet des parois [1]; il est variable d'une machine à l'autre suivant les qualités de la distribution, la section des lumières et des conduits, etc.; on ne peut donc le déterminer d'une manière précise qu'en partant d'un type connu, et semblable à celui que l'on veut projeter.

1. La diminution de l'effet des parois a pour effet de rapprocher les courbes de détente des lignes adiabatiques.

Pour des distributions à déclenchement, le coefficient de déduction varie de 0,80 à 0,85 pour des introductions assez faibles, il diminue pour les grandes introductions à cause des pertes de charge relativement plus importantes; pour des machines marines à tiroirs, il s'abaisse à 0,65.

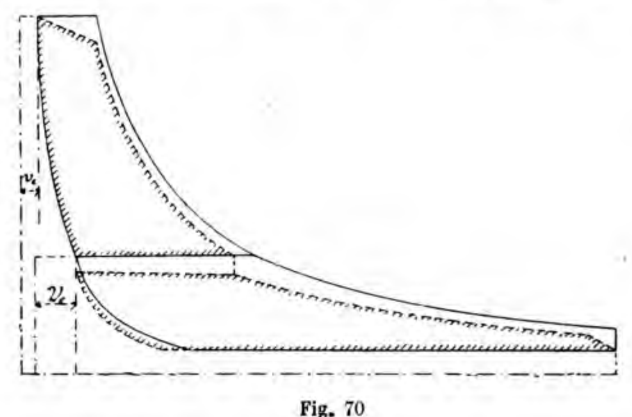


Fig. 70

On peut obtenir une valeur approximative du coefficient de réduction en traçant le diagramme et en le modifiant à vue de manière à tenir compte des pertes (fig. 70); on pourra, par exemple, compter sur une chute de pression de 0,2 à 0,4 atm. à la fin de l'introduction, et sur une chute semblable entre les deux cylindres; d'après le réglage prévu de la distribution, on tiendra compte également des avances à l'échappement.

47. — *Transformation des courbes d'indicateur.* — En dessinant à la même échelle les diagrammes relevés sur les deux cylindres, tant pour les pressions que pour les volumes engendrés par les pistons, et en les plaçant l'un par rapport à l'autre d'une certaine manière, on peut apprécier les pertes de charge de la machine compound; on peut également, en traçant les courbes de saturation des poids de vapeur qui se détendent dans les deux cylindres, évaluer le titre en chaque point de la détente. Ce procédé de transformation est dû à *Rankine*, et on lui donne quelquefois le nom de *rankinisation.*

L'opération ne présenterait aucune difficulté s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles, ou si, ces espaces existant, la compression y était complète; dans ce dernier cas, il suffirait de placer les courbes d'indicateur

comme dans la figure 71, en mettant le point *a* sur la ligne de compression prolongée du grand cylindre. En portant les espaces nuisibles v_e, V_e, vers la gauche, on obtient les axes O', O", auxquels les lignes de détente peuvent être rapportées. La courbe SS est la ligne de saturation correspondant au poids de vapeur admis au petit cylindre (par expérience) augmenté du poids emprisonné dans l'espace nuisible, poids qui ne peut se déduire que par le calcul, et en se basant sur des hypothèses. De même, S'S' est une courbe de saturation analogue pour le grand cylindre, elle est rapportée à l'axe O"; le poids de vapeur qui évolue au grand cylindre comprend la vapeur qui y est introduite [1] et celle qui est enfermée dans l'espace nuisible.

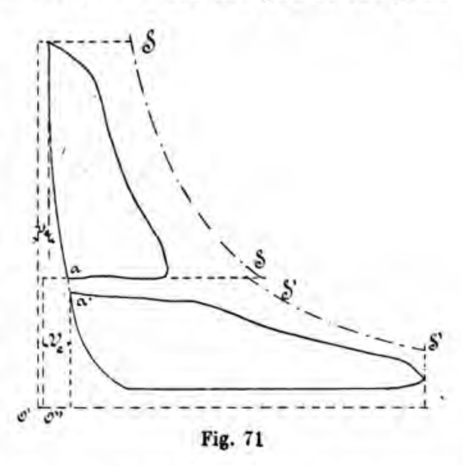


Fig. 71

On n'applique ordinairement la *rankinisation* que pour se faire une idée de l'altération du diagramme total due aux pertes de charge; pour l'étude thermique, il vaut mieux avoir recours au diagramme de l'entropie et de la température [2].

Lorsque les compressions sont incomplètes, on peut opérer de la manière suivante : on prolonge la ligne de compression du grand cylindre (fig. 72), et on place le diagramme du petit cylindre de manière à ce que le point *a'*, qui marque la fin de l'échappement dans ce cylindre, tombe sur cette ligne; les espaces v_e, V_e, sont portés comme l'indique la figure. On complète le diagramme hypothétique en traçant l'hyperbole *mn*, rapportée à l'axe O, et l'hyperbole *nq*, rapportée à l'axe O'. En prolongeant la courbe *a'b* jusqu'au point *c*, on trouve *cd*, volume

1. Ce poids diffère de celui qui est admis au petit cylindre à cause de l'eau séparée au réservoir intermédiaire, et de la condensation de l'enveloppe du grand cylindre lorsque celle-ci n'est pas alimentée par de la vapeur directe de la chaudière.

2. L'application de ce diagramme demande d'ailleurs une grande attention en ce qui concerne les espaces nuisibles. Voir notre *Analyse d'un essai de moteur à vapeur* (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, 1894-95, t. XVIII, p. 181, et *Engineering*, 1895, 2e sem.).

de vapeur admis au petit cylindre, tant pour achever le remplissage de l'espace nuisible que pour l'introduction; de même *a'n* est le volume qui serait admis au cylindre à basse pression s'il n'y avait pas de perte triangulaire. On peut donc considérer l'ensemble des surfaces couvertes

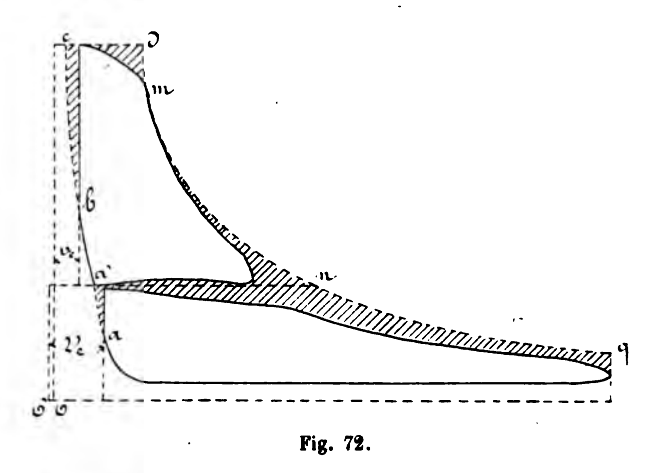


Fig. 72.

de hachures comme un déchet de travail qui se produit relativement à la machine hypothétique dépensant le même volume de vapeur et réglée avec des compressions parfaites, mais il est à peine nécessaire de répéter qu'on ne peut tirer de ces figures aucune déduction sur le rendement thermique.

48. — *Effet des forces d'inertie dans les machines compound.* — L'altération amenée par les forces d'inertie au diagramme des machines compound est relativement plus grande que dans les machines à simple cylindre, parce que la variation de pression à chaque cylindre est moins grande, et que la masse des pièces ne diminue pas dans la même proportion.

Dans la pratique ordinaire, on calcule même les organes de la haute pression sans tenir compte de la contre-pression notable qui les soulage; il est à remarquer, d'ailleurs, que lors de la mise en train, cette contre-pression commence par être très faible. D'autre part, on dispose quelquefois la tuyauterie de manière à fonctionner avec l'un des cylindres isolément et à condensation, pour éviter les chômages; dans ce cas, si c'est le petit cylindre qui se trouve désemparé, on a soin de faire

fonctionner le grand à pression réduite, sinon, on devrait donner aux organes de la basse pression un grand excès de poids.

La vitesse moyenne admise pour les pistons est cependant la même que dans les machines monocylindriques (28), parce qu'on n'applique le système compound qu'à des pressions plus élevées (5 à 8 atmosphères).

Dans les machines *tandem*, toutes les masses agissent sur la même manivelle, mais les variations de pression des diagrammes s'ajoutent, de sorte que l'effet relatif des forces d'inertie reste le même que dans le type ordinaire.

§ V

MACHINES A TRIPLE ET QUADRUPLE EXPANSION

49. — *Dispositions générales.* — Les machines à triple expansion s'emploient lorsque la pression initiale dépasse 8 atmosphères, dans le but de réduire la chute de température à chaque cylindre; on atteint ainsi un rendement thermique plus élevé. La triple expansion était déjà d'un usage courant dans la marine lorsqu'on a commencé à l'adopter pour les machines fixes, où elle est du reste encore exceptionnelle.

La disposition la plus naturelle est celle à trois cylindres, actionnant des manivelles séparées, orientées à 120° l'une de l'autre ; il faut, dans ce cas, employer au moins deux coudes, mais on en prend souvent trois pour éviter les porte-à-faux; on a ainsi le type le plus général de la machine marine, qui a été imité pour quelques moteurs fixes verticaux.

Pour les machines horizontales, qui sont plus répandues, on cherche à éviter l'arbre coudé, et on place les deux premiers cylindres en tandem, attaquant l'une des manivelles, tandis que le cylindre à basse pression attaque la seconde (fig. 73).

On dédouble quelquefois le cylindre à basse pression, on a la disposition plus symétrique, mais plus coûteuse de la figure 74. Il est plus facile, avec cette disposition, d'égaliser les travaux sur les deux manivelles.

Dans les machines à quadruple expansion, l'arrangement des cylindres est le même que dans la figure 74, sauf que les quatre diamètres sont différents.

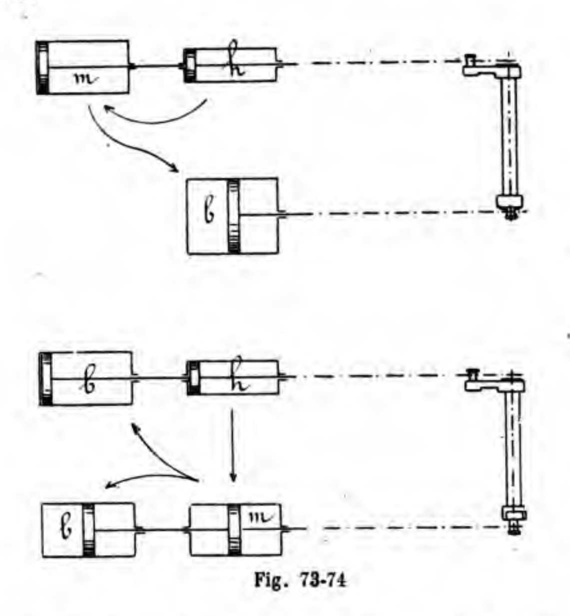


Fig. 73-74

50. — *Partage du travail entre les cylindres.* — Les théories exposées au paragraphe précédent sont entièrement applicables aux cas qui nous occupent; ainsi, si l'on fait d'abord abstraction des espaces nuisibles, il faut partager le diagramme de la machine monocylindrique fonctionnant avec la même détente totale et à la même pression initiale, en trois parties plus ou moins équivalentes; on obtient ainsi les volumes v_1 et v_2 des deux premiers cylindres, le volume v_3 du cylindre à basse pression est calculé comme pour la machine monocylindrique, en affectant le diagramme d'un coefficient de réduction convenable.

Les fractions d'introduction qui annulent les pertes triangulaires sont :

$$\frac{v_0}{v_1}, \quad \frac{v_1}{v_2}, \quad \frac{v_2}{v_3}$$

Lorsque l'on tient compte des espaces nuisibles, le problème n'est guère modifié, parce que l'on a soin d'y réaliser des compressions complètes. Le travail accompli reste donc le même, il n'y a de différence

que pour le grand cylindre, parce que son diagramme se termine par une chute de pression, mais on fera abstraction de cette différence.

Ayant partagé le diagramme comme dans le cas précédent, on portera les espaces nuisibles en v'_e, v''_e, v'''_e (fig. 75), on tracera les lignes

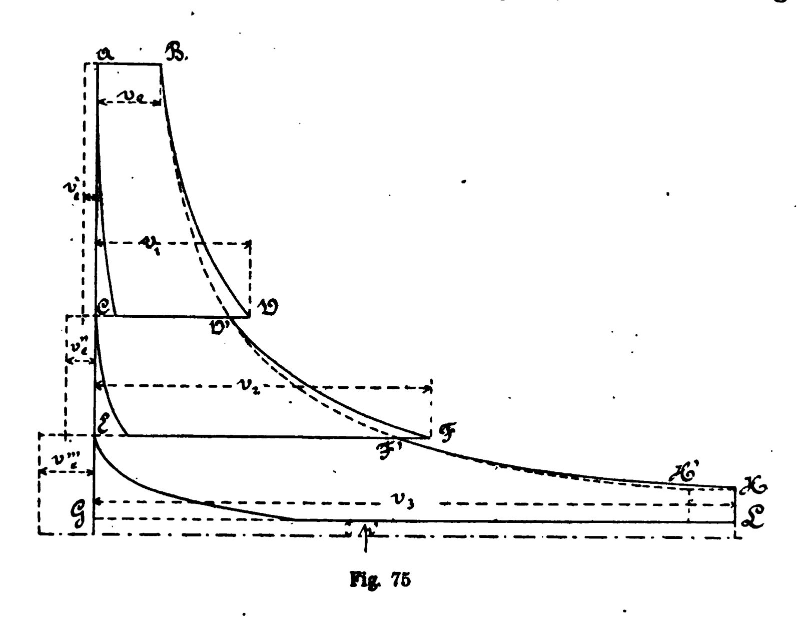


Fig. 75

de compression et de détente dans chacun des cylindres, on mesurera sur ce tracé les volumes CD, EF, GL des trois cylindres, ainsi que les fractions d'introduction :

$$\frac{AB}{CD'}, \quad \frac{CD'}{EF'}, \quad \frac{EF'}{GL}$$

Le coefficient de réduction du diagramme s'abaisse par suite de la multiplicité des conduits et des pertes de charge; pour les distributions à déclenchement, il est approximativement de 0,70 à 0,75, (relativement au diagramme dit théorique, calculé avec 0,2 atmosphère de contre-pression). Il s'abaisserait encore en dessous de cette valeur pour la quadruple expansion. La *rankinisation* s'effectue comme pour les machines compound (47), et donne lieu aux mêmes remarques quant à la manière de placer les diagrammes l'un par rapport à l'autre; la figure 76 donne les résultats d'un essai fait par M. *Schrœter* sur une

Machines à triple et quadruple expansion.

SYSTÈME	DIAMÈTRES I	DIAMÈTRES II	DIAMÈTRES III	DIAMÈTRES IV	COURSE	TOURS par minute	PRESSION effective initiale atm.	CHEVAUX indiqués	DÉTENTE totale
Sülzer		280	450	700	1m000	70	10.6	198	20
—		475	750	1.100	1.050	64.5	10	379	20
—		550	855	1.250	1.200	65 5	9.7	615	16
—		500	755	1.200	1.400	66	9.8	601	20
— verticale ([0]). . .		660	1.000	1.500	1.200	76	11 0	1150 à 1500	
Yates et Thom ([1]) . . .		536	870	2 × 1.000	1.680	60		1460	
Allis ([2])		715	1.222	1.880	1 520	20.3	9.2	574	
Cie Edison ([3])		415	610	980	770	118	10.9	700	
Daniel Adamson ([4]) . .		565	920	2 × 1.020	1.829	55	10.9	1500	
Bates ([5]).		407	662	1.170	1.670	75	10	1200	
Allis ([6])	660	1.020	1.520	1.780	1.829	60	12	3000	
J. Musgrave ([7])	455	665	940	1.370	1.370	80	13.6	1600	
Corliss verticale ([8]) de la Cie Popp à Paris, par le Creusot		850	1.400	2.000	1.400	60	12	2000	

0. *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 61 et 549.
1. *Engineering*, 1894, 2e sem., p. 799.
2. » 1894, 1er sem., p. 795.
3. » 1893, » p. 130.
4. » 1895, » p. 350.
5. *D.-K. Clark*, (*The Steam Engine*, t. IV, p. 453).
6. *Engineering*, 1893, 2e sem., p. 648, 688, 695.
7. » 1892, » p. 543.
8. *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 821.

Voir aussi le tableau renfermant les dimensions et les données de 21 machines exposées à Chicago (simples, compound à triple et quadruple expansion). *Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1075.

petite machine Sülzer à triple expansion, dans laquelle les deux premiers cylindres agissent en tandem sur l'une des manivelles, le cylindre à

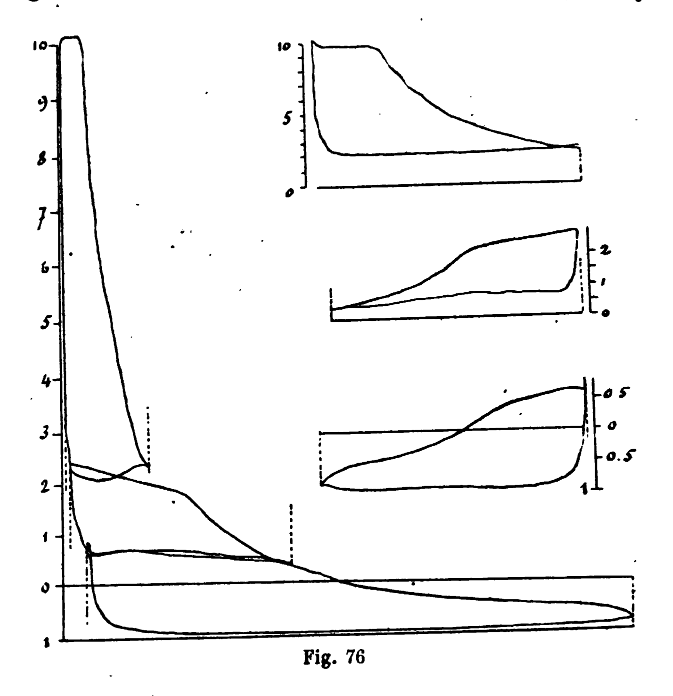


Fig. 76

basse pression attaquant seul la seconde manivelle. Les dimensions caractéristiques de cette machine sont données à la première ligne du tableau page 100, qui renferme les données de quelques machines à multiple expansion.

§ VI

RENDEMENT ORGANIQUE ; LIMITE DE LA DÉTENTE.

51. — La difficulté qu'il y a à mesurer le travail produit sur l'arbre (1er fascicule, numéros 157 à 170), surtout pour les grandes puissances où cette mesure a été jusqu'à présent impossible, fait que l'on rapporte généralement la puissance des moteurs au travail effectué sur les pis-

tons, c'est-à-dire au travail indiqué. C'est aussi au travail indiqué, ou travail brut, que l'on rapporte presque toujours la consommation; il serait cependant beaucoup plus rationnel de ne compter que sur le travail effectif, ou travail au frein, comme on le fait dans les moteurs à gaz, où la puissance est presque toujours limitée et mesurable au frein.

Le travail *effectif* ou disponible est le seul qui devrait entrer en ligne de compte lorsque l'on établit un moteur, et la limite de détente qui donne le meilleur résultat par cheval effectif est différente de celle qui procure la plus grande économie sur le piston.

52. — *Résistances passives* [1]. — Les résistances passives des machines proviennent des frottements et des fonctions auxiliaires, telles que l'alimentation et la commande de la pompe à air.

Ces fonctions auxiliaires absorbent un travail d'autant moindre que le rendement calorifique est plus élevé; la puissance consommée par la pompe à air dépend du reste dans une forte mesure de la quantité d'eau d'injection nécessaire, c'est-à-dire de sa température (voir les tables du numéro 126), elle est comprise en moyenne entre 1 % et 3 % de la puissance développée au cylindre; le travail d'alimentation est à peu près négligeable.

Parmi les frottements, il faut compter :

1° le frottement des garnitures de piston et des presse-étoupes
2° « de la crosse
3° « des articulations de la bielle
4° « des tourillons de l'arbre
5° « des organes de la distribution et de leurs excentriques.

Pour chaque degré de détente, l'ensemble de ces résistances passives peut être représenté par une augmentation fictive ε de la contre-pression qui a été désignée par p' dans les paragraphes précédents.

L'ensemble des expériences au frein faites sur des moteurs de puissance modérée prouve que, pour une même machine, cette ordonnée ε n'est que peu affectée par le degré d'introduction, c'est-à-dire que le moteur absorbe pour ses résistances passives un travail à peu près constant, soit qu'il fonctionne à vide ou à pleine charge. Ce résultat s'explique si l'on considère que les résistances 1° 4° et 5°, qui sont les

1. *Der mechanische Wirkungsgrad von Kolbenmaschinen*, par *H. Lorenz*, *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 1267, est une étude théorique que l'on consultera avec fruit.

plus importantes, ne dépendent que peu ou point de la charge [1]. D'ailleurs, dans la marche à vide, les forces d'inertie conservent les mêmes valeurs, et s'il est vrai que leur travail sur le piston s'annule pour la course, il n'en est pas de même des résistances passives occasionnées par ces forces d'inertie. Il n'est même pas difficile d'imaginer un état de choses tel que les frottements pour une certaine charge soient moins élevés que dans la marche à vide à la même vitesse.

Habituellement, on prend comme mesure des résistances passives d'une machine chargée le travail indiqué qui doit être développé pour entretenir sa marche à vide.

53. — *Recherches de M. Thurston* [2]. — Un grand nombre d'expériences portant sur des machines de divers types ont permis d'établir quelques faits, et notamment que le travail du frottement pour une machine déterminée n'est pas influencé d'une manière appréciable par la charge, non plus que par le régime des pressions dans le cylindre ; ce travail reste sensiblement constant depuis la marche à vide jusqu'aux plus fortes charges, et lorsque les expériences ont accusé certaines variations légères, celles-ci se présentaient parfois en sens contraire de celles de la charge, et étaient dues à des modifications du graissage.

Les expériences ont été faites en général de la manière suivante : la machine à essayer fonctionnant à vide dans ses conditions normales de vitesse et de pression, le diagramme donne l'ensemble des résistances passives d'après ce qui vient d'être dit; on a ensuite évalué la part de chacun des frottements dans ce total en actionnant l'arbre au moyen d'une courroie, et en mesurant au moyen d'un dynamomètre enregistreur de Morin la puissance communiquée pour mouvoir la machine d'abord à sa vitesse normale puis en enlevant successivement les différents organes tels que le piston et sa tige, le tiroir et sa tige, la crosse, la bielle, l'excentrique; on a obtenu par différence le travail absorbé par chacun de ces éléments.

1. Les tourillons de l'arbre sembleraient au premier abord devoir faire exception à cette règle, mais le facteur le plus important de leur frottement est le poids mort du volant; la pression de la vapeur, plus prolongée lorsque l'introduction est grande, ne modifie la réaction sur les tourillons que dans une faible mesure (1er fascicule, n° 106).

2. Ces recherches, accomplies pour la plupart au collège *Sibley*, ont été résumées par leur auteur dans les publications de l'*American Society of M. E.*; voir *Engineering*, 1889, 1er sem., p. 22, 47, 68.

DÉTAIL DES ORGANES	PUISSANCE absolue absorbée en chevaux	PUISSANCE pour °/° du total des frottements	PUISSANCE p. °/° de la puissance indiq. normale
MACHINE STRAIGHT-LINE DE 20 CHEVAUX 6" × 12", 230 TOURS PAR MINUTE, TIROIR ÉQUILIBRÉ.			
Tourillons de l'arbre	0.849	47.1	4.2
Collier d'excentrique	0.095	5.3	0.5
Bouton de manivelle	0.123	6.8	0.6
Crosse et pivot de crosse.	0.098	5.4	0.5
Tiroir.	0.046	2.5	0.2
Piston et sa tige	0.593	32.9	3.0
TOTAL	1.804	100	9.00
MÊME MACHINE, TIROIR NON ÉQUILIBRÉ			
Tourillons de l'arbre	0.849	35.4	4.2
Collier d'excentrique	0.095	4	0.5
Bouton de manivelle	0.123	5.1	0.6
Crosse et pivot de crosse.	0.098	4.1	0.5
Tiroir.	0.631	26.4	3.2
Piston et sa tige	0.593	25	3
TOTAL	2.389	100	12.00
MACHINE LANSING DE 100 CHEVAUX, AUTOMATIQUE 12" × 18", 190 TOURS PAR MINUTE.			
Tourillons de l'arbre	3.70	41.6	3.7
Distribution et son excentrique. . .	0.83	9.3	0.83
Piston, crosse et bielle	4.35	49.1	4.35
TOTAL	8.88	100	8.88
MACHINE DE TRACTION, GENRE LOCOMOTIVE, DE 20 CHEVAUX, CYLINDRE DE 7" × 10", 200 TOURS.			
Tourillons de l'arbre	0.680	35.2	3.4
Bouton de manivelle, crosse et pivot de crosse	0.255	13.1	1.3
Excentrique et renvois	0.165	8.2	0 82
Tiroir et sa tige sans pression . . .	0.030	1.5	0.15
Effet additionnel pour une pression de 40 livres	0.380	19 5	1.90
Piston et tige	0.270	16	1.35
Cercle de piston	0.130	6.5	0.65
TOTAL	1.910	100	9.57
MACHINE A CONDENSATION, CYLINDRE DE 21" × 20", 200 TOURS.			
Tourillons de l'arbre	3.3	46	
Piston, tige, crosse et bielle	1.48	21	
Distribution.	1.47	21	
Pompe à air (frottements)	0.88	12	
TOTAL	7.13	100	

On a eu soin de mettre les organes dans leurs conditions de fonctionnement ; ainsi, pour ce qui concerne le piston, le cylindre a été chauffé à la température ordinaire ; pour la distribution, on a laissé la vapeur sur les obturateurs, etc. Les résultats trouvés sont évidemment spéciaux aux machines essayées, et on ne pourrait les étendre à des moteurs quelconques ; ils sont résumés dans le tableau ci-contre :

Les conclusions générales à tirer de ce tableau sont les suivantes :

Les tourillons de l'arbre entrent pour la plus forte part dans le total des frottements, cette part est même voisine de 0,50 pour deux des machines essayées, c'est-à-dire que le mouvement de l'arbre chargé de son volant absorbe autant de travail que tous les autres organes réunis ; le frottement du piston vient en second lieu pour les machines à distributeurs équilibrés, tandis qu'il vient en troisième ligne pour les machines à tiroir ordinaire, où le frottement du distributeur prend le second rang. Les articulations de la bielle et le guidage de la crosse n'absorbent qu'une part minime des résistances passives.

Au total, les machines essayées absorbent, pour la marche à vide, de 9 à 12 % de leur puissance indiquée normale. Ces résultats sont du reste d'accord avec les nombreuses expériences au frein qui ont été faites en Europe ; le coefficient varie suivant la construction et le système de distribution, mais surtout, semble-t-il, avec le graissage, ainsi, la lubrification du piston peut faire varier la part du frottement absorbé par cet organe dans une très forte mesure.

Pour une même machine, le travail total des frottements est très approximativement *proportionnel au nombre de tours* par minute, de sorte que si l'on augmente la puissance d'une machine en multipliant sa vitesse de marche, son rendement dynamique reste le même, tandis que si on atteint ce résultat en augmentant la pression, ce rendement augmente.

Le rendement dynamique des machines compound ne paraît pas inférieur à celui des machines monocylindriques de même puissance, toutes choses égales d'ailleurs, c'est-à-dire qu'on trouve pour le diagramme de marche à vide de ces machines une puissance qui se rapproche généralement de 10 % de la puissance normale indiquée. Ce résultat s'explique malgré que la machine compound comporte en plus tous les organes du petit cylindre ; en effet, tandis que les tourillons restent à peu près dans les mêmes conditions, la pression sur les distributeurs est diminuée, et nous avons vu plus haut que ces frottements

sont les plus importants, on conçoit donc qu'il y ait à peu près compensation dans le total, au moins lorsque les distributeurs ne sont pas équilibrés.

54. — *Effet des résistances passives sur la détente totale.* — Connaissant les résistances passives pour une machine, on peut déterminer la valeur de la contre-pression fictive moyenne ε qui en résulte sur le piston; pour les machines monocylindriques à détente prolongée, on trouve que ε équivaut à environ $0^k,3$ par centimètre carré, et par conséquent, en comptant sur $p' = 0,2$:

$$\varepsilon + p' = 0^k,5$$

Dans un cylindre non conducteur le maximum d'économie par *cheval indiqué* serait donc produit en prolongeant la détente jusqu'au point M. (fig. 77), tandis que le maximum de consommation par *cheval effectif* serait obtenu en arrêtant la détente au point N.

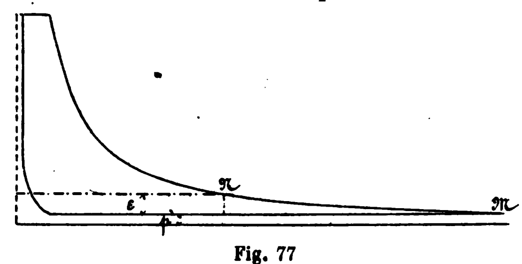


Fig. 77

L'effet des parois modifie complètement ces conclusions pour les machines à condensation, car il oblige à limiter la détente (3e fascicule, n° 166); il est évident, toutefois, que le rapport à adopter pour obtenir le meilleur résultat par cheval effectit n'est pas aussi élevé que l'autre, mais la différence est probablement réduite.

55. — *Rapport de détente à adopter.* — A défaut de données numériques sur l'effet des parois, la détermination de ce rapport ne peut être qu'expérimentale; malheureusement, la solution qui convient à un cylindre ne peut être étendue à ceux qui auraient des proportions ou des dispositions différentes. Pour chaque type de machine, il faudrait donc se livrer à une série d'expériences pour différentes pressions, et déterminer pour chacune d'elles la consommation sous diverses charges et différentes vitesses.

Une expérimentation aussi étendue n'a été entreprise à notre connaissance que pour les machines de *Willans* (56), qui sont d'un type très spécial; il serait peut-être dangereux d'en étendre les conclusions aux moteurs ordinaires.

On peut donc dire que la question du meilleur rapport de détente à adopter n'est pas résolue ; chaque ingénieur cherche à se rapprocher des rapports qui lui ont donné les meilleurs résultats en tenant compte des quelques faits théoriquement et pratiquement établis que l'on peut résumer ainsi :

1°) Le rapport de détente qui donne le maximum d'économie s'élève avec la pression.

2°) Pour le même rapport de détente, la consommation diminue lorsque la pression initiale s'élève mais de plus en plus lentement, de sorte que, pour chaque type de machine, il n'y a pas d'avantages à dépasser une certaine limite.

3°) Pour chaque genre de machines la consommation s'abaisse lorsque la pression initiale augmente, en supposant que, pour chaque pression, on prenne les rapports de détente les plus convenables ; ces rapports, d'après la condition 1°), vont en augmentant.

4°) Pour la machine compound le rapport de détente totale le plus avantageux est plus élevé que pour la machine monocylindrique de même pression initiale. Cette conclusion est la même lorsque l'on compare la triple à la double expansion, etc.

5°) Toutes choses égales d'ailleurs, le rapport de détente qui fournit le maximum d'économie est d'autant plus élevé que les précautions prises pour combattre l'effet des parois sont plus complètes.

6°) Pour une même machine, l'effet d'une augmentation du nombre de tours est complexe ; toutes choses égales d'ailleurs l'effet de paroi diminue (3e fascicule, n° 162) tandis que les pertes de charge augmentent.

On ne sera pas en général éloigné de la vérité en adoptant pour les machines des types ordinaires les chiffres ci-dessous, qui sont donnés comme simple indication ; les cylindres sont supposés munis d'enveloppes bien disposées.

Il existe différentes formules empiriques pour déterminer le degré de détente, elles ne sont pas d'accord avec les faits, et ne peuvent rendre aucun service.

GENRE DES MACHINES	PRESSION effective initiale en atmosphères	RAPPORT total de détente	Consommation probable de vapeur par chev. indiq. en kilog.
Monocylindriques sans condensation .	7 à 8	7	12
— à condensation . .	5 à 6	8	8 à 8,5
Compound sans condensation . . .	10	8 à 9	10
— à condensation	8	12 à 15	6,5
Triple expansion	10	15 à 20	5,5 à 5,75

56. — *Recherches de Willans* [1]. — Ces recherches constituent l'un des travaux d'expérimentation les plus considérables qui aient été faits jusqu'ici; elles ont été poursuivies sur le type de machines inventées par ce constructeur, et ont porté sur des moteurs simples, compound, et à triple expansion, pour diverses pressions initiales, divers rapports de détente et différentes vitesses; elles sont trop étendues pour que nous puissions les rapporter ici, nous signalerons seulement quelques-unes des conclusions principales qui s'en dégagent.

L'auteur a fait usage d'un mode de représentation des résultats qui met en évidence une loi très simple, que l'on a appelée en Angleterre la *loi de Willans*; il n'est pas certain toutefois que cette loi s'appliquerait à un moteur quelconque, bien qu'elle paraisse susceptible de généralisation [2].

Pour un moteur donné, on porte en abscisses la pression moyenne sur le piston; dans le cas d'une machine à expansions multiples cette pression est rapportée à l'unité de surface du grand piston; les abscisses ainsi mesurées sont évidemment proportionnelles à la puissance indiquée. On porte en ordonnées la consommation totale de vapeur de la machine obtenue pour les différents points en faisant varier la pression et non le rapport d'introduction. On obtient ainsi une *ligne droite* AB disposée comme celle de la figure 78.

La consommation par cheval pour chaque puissance est le quotient de l'ordonnée par l'abscisse; lorsqu'on la porte en ordonnées en conservant la pression moyenne en abscisses, on obtient l'hyperbole C*m*.

1. *Steam Engine Trials*, by *Peter William Willans*, *Minutes of Proceedings of the Institution of C. E.* (vol. CXIV, 1892-93).
2. Voir les remarques de M. *A.-B.-W. Kennedy* dans la discussion du mémoire cité.

L'ordonnée *mn* de cette courbe étant la tangente de l'angle *p* O *n*, on voit qu'elle tend rapidement vers une valeur constante.

Lorsque, pour une même machine, on adopte un autre degré d'introduction constant en faisant varier la pression, on obtient une ligne droite différente de la première ; ainsi, AB se rapporte à un essai dans lequel la détente est 4,8 volumes, tandis que A'B' traduit pour la même machine les résultats obtenus avec une expansion de 15,5 volumes.

En marquant sur la ligne AB les différentes pressions absolues initiales qui fournissent les pressions moyennes portées en abscisses, on constate que ces pressions augmentent proportionnellement.

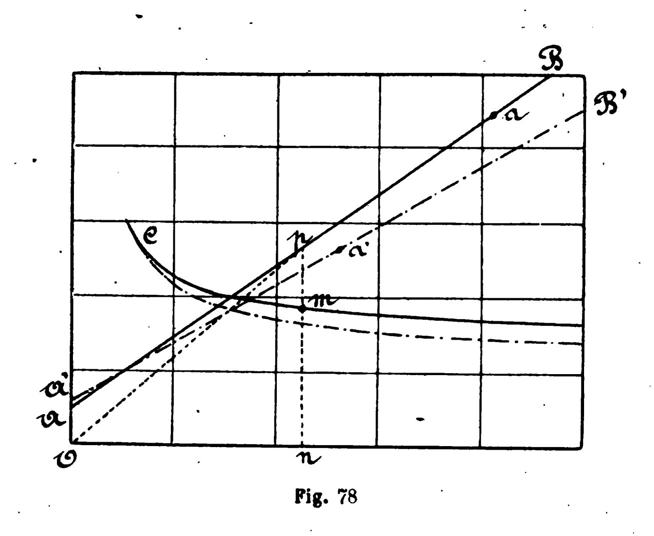


Fig. 78

Ayant tracé sur un même diagramme les différentes lignes AB, A'B', etc., qui se rapportent à des introductions différentes, et ayant marqué les points *a*, *a'*, etc., qui, sur ces lignes, se rapportent à une même pression absolue initiale, on formera, en joignant ces points, une série de courbes. Pour chacune d'elles, la pression initiale est la même, mais les ordonnées se rapportent à des introductions différentes et donnent les consommations totales pour ces introductions et un même travail indiqué. En menant par l'origine la tangente à ces courbes d'égale pression, l'inclinaison de cette ligne donne le minimum de consommation par cheval, et la position du point de contact fait connaître le rapport de détente qui donne ce résultat.

Pour chaque machine, et sans rien changer aux autres conditions, la

vitesse a été portée à 100, 200, 300 et 400 révolutions, les résultats ont continué à se traduire par une loi rectiligne, spéciale à chaque vitesse.

Dans cette série nombreuse d'essais, les diagrammes ont servi à calculer le titre de la vapeur dans le cylindre au commencement de la détente et avant l'échappement, la différence entre l'unité et les fractions trouvées se trouve à l'état d'eau dans le cylindre ou sur les surfaces internes; en portant ces quantités rapportées à la consommation totale en déduction des ordonnées, on obtient encore des lignes droites. Pour les fortes pressions, les condensations suivent très approximativement la loi résultant du calcul (3e fascicule, 162), mais pour les faibles pressions initiales, le degré d'expansion restant le même, le gain dû à l'augmentation de vitesse est beaucoup plus rapide que la racine carrée du nombre de tours ; il arrive même que la machine tournant à 400 tours condense moins d'une manière absolue que lorsqu'elle ne fait que 100 tours, alors que son travail est cependant quadruplé.

§ VII

CYLINDRES ET ENVELOPPES

57. — Dans le tracé des cylindres, beaucoup de points doivent être pris en considération en dehors de la construction proprement dite, qui n'est pas traitée dans cet ouvrage. Les dispositions employées sont influencées par tant de circonstances diverses, qu'il serait impossible de rencontrer ici tous les cas, nous ne pourrons donner que quelques principes généraux, résumant ou complétant les conclusions que l'on peut tirer de l'étude thermique de la machine à vapeur et de l'étude organique contenue dans les chapitres précédents.

En principe, il est démontré que l'enveloppe de vapeur améliore le rendement thermique des machines de tous genres, elle agit en cédant de la chaleur, à travers la paroi du cylindre, à l'eau qui en tapisse l'intérieur; on ne peut donc se borner à chemiser le pourtour du cylindre, il faut s'attacher, avec plus de soin encore, à envelopper les surfaces du type couvercle, dont l'influence sur les phénomènes des parois est plus forte (3e fascicule, 158). Il y a du reste une surface qu'il est impossible

d'atteindre dans les machines à double effet, c'est celle des plateaux du piston [1].

Malgré toutes les précautions possibles dans le tracé des cylindres, on constate, en comparant minutieusement des machines des différents types, que le rapport des surfaces enveloppées à la surface totale est loin d'atteindre l'unité; le manteau est en général bien chemisé, mais les surfaces qui délimitent l'espace nuisible ne le sont que partiellement (la fraction varie entre 25 et 65 %). L'utilité des enveloppes a donné lieu à beaucoup de discussions amenées par cette différence même, à laquelle on n'a pas eu égard dès l'abord ; ainsi les cylindres ont été rangés en deux catégories suivant qu'ils étaient ou non entourés d'une enveloppe ; ce point de vue est faux, les cylindres peuvent être plus ou moins chemisés, et ils présentent des écarts considérables sous ce rapport. Les enveloppes ne sont d'ailleurs efficaces que pour autant que l'eau et l'air ne s'y accumulent pas, et l'on doit adopter des dispositions qui évitent cet inconvénient capital.

Dans le tracé, il faut s'attacher à réduire en même temps le volume et la surface de l'espace nuisible ; toute l'attention s'est portée (avec Corliss) sur le volume, et, bien que l'effet des parois soit connu depuis aussi longtemps, on y a pris beaucoup moins garde ; c'est cependant le contraire qui devrait être vrai, car il est possible, moyennant une compression convenable d'annuler l'effet du *volume* de l'espace nuisible, tandis qu'on doit se borner à atténuer celui des *surfaces* [2].

Des difficultés très réelles de tracé empêchent de diminuer les surfaces nuisibles, ainsi, les canaux de vapeur peuvent rarement être enveloppés ; le cylindre des machines Farcot et des anciennes machines Bède présente sous ce rapport une supériorité qu'il doit à la position des distributeurs dans les fonds (fig. 79), mais cet avantage est obtenu au détriment de la facilité de visite du piston, et cette raison suffit pour faire rejeter cette disposition par la plupart des constructeurs.

D'ailleurs la surface de la valve d'échappement partout où elle est

1. Dans le moteur à vapeur surchauffée de *Wilhelm Schmidt*, le fonctionnement est en grande partie à simple effet, et l'on est parvenu à faire pénétrer la vapeur du receiver à l'intérieur du piston à basse pression et de sa tige, mais cette disposition est tout à fait exceptionnelle (*Zeitschrift des V. D. I.*, vol. XXXIX, 1895 p. 5).

2. La fausse appréciation du rôle de l'enveloppe a conduit un constructeur à munir le *piston* et les *couvercles* de nervures saillantes s'emboitant l'une dans l'autre; on ne pourrait employer de moyen plus efficace pour *augmenter* l'effet des parois.

baignée par la vapeur, celle des couvercles des chapelles où elles sont logées, les écrous de fixation des pistons, les parties des pistons qui dépassent les cercles du côté des fonds, les nervures de renfort à l'intérieur des lumières, les emboîtements des couvercles et des faux couvercles nécessités par la barre d'alésage, toutes ces surfaces s'ajoutent et contribuent à augmenter l'importance des condensations [1].

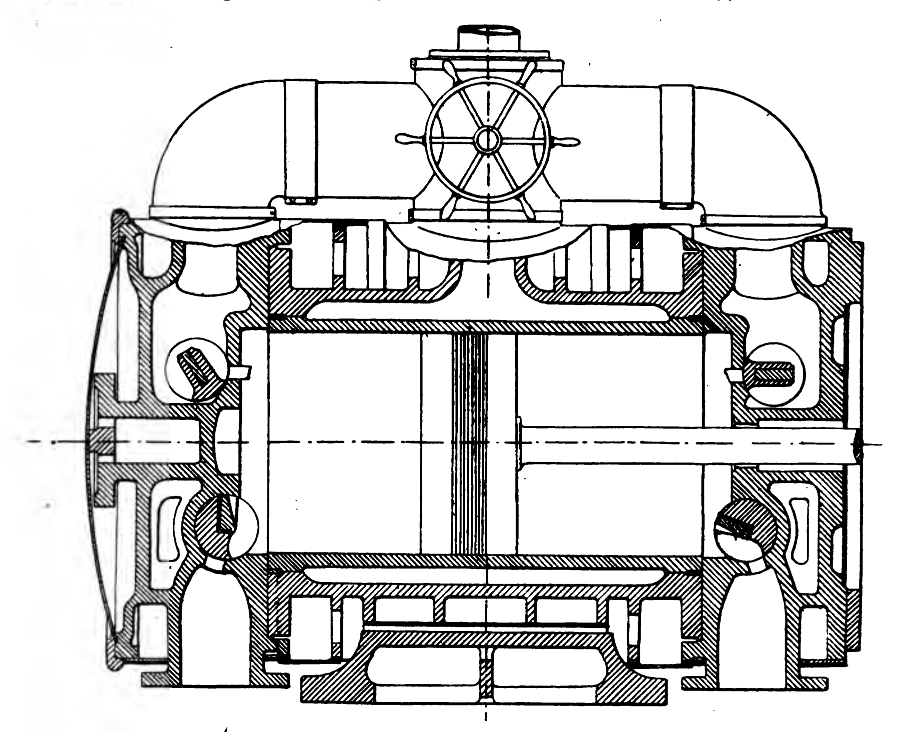
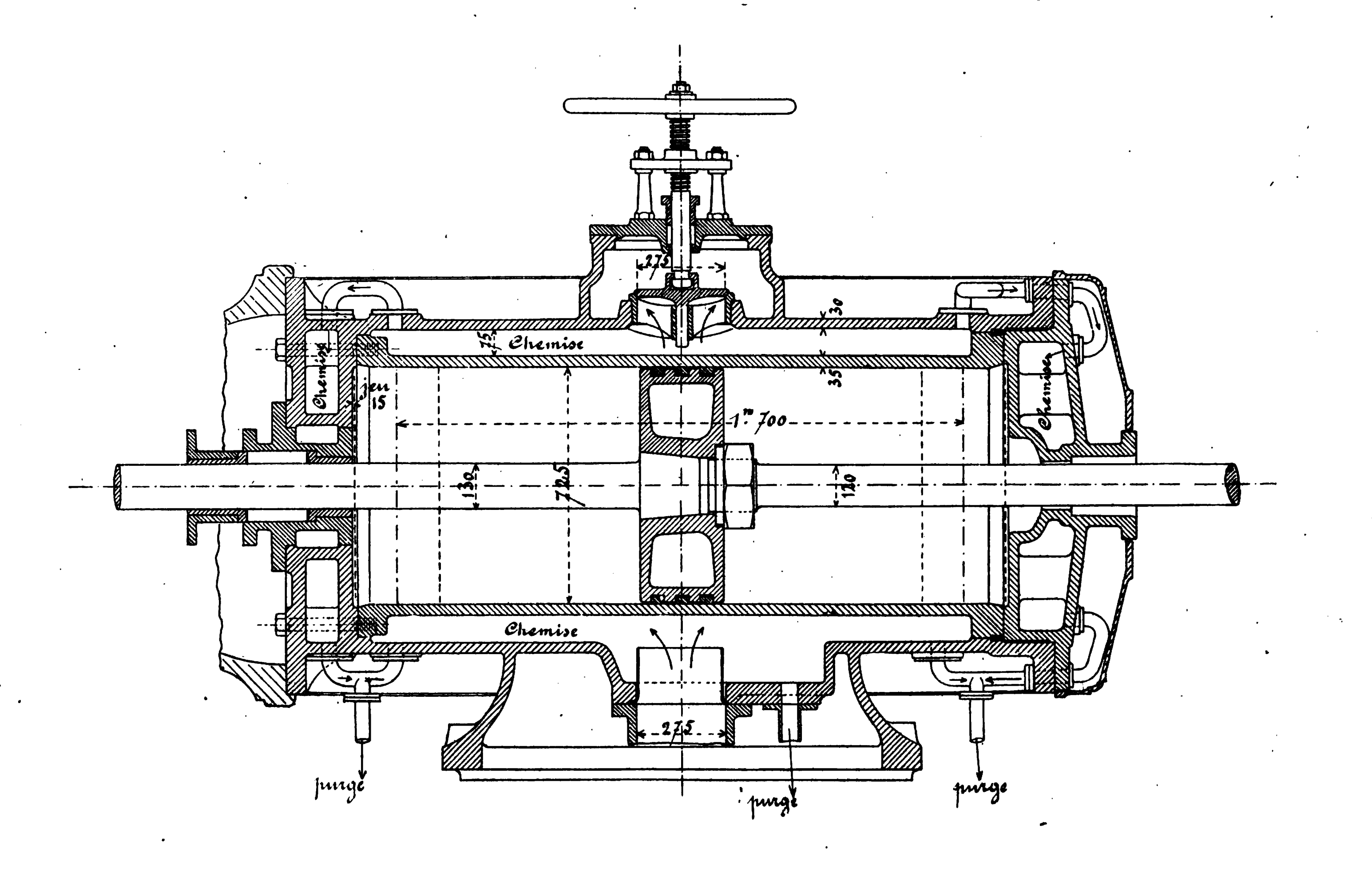


Fig. 79.

Le minimum possible des surfaces du type couvercle correspondrait au double de la section du piston, mais cette limite idéale est loin d'être atteinte, on trouve très peu de cylindres dans lesquels le total des surfaces nuisibles s'abaisse en dessous du double au triple de cette limite (soit 4 à 6 fois la section du piston), et cette observation s'applique à

1. On rencontre des machines dans lesquelles la plus grande attention s'est portée sur le côté cinématique, et où les couvercles présentent, quelquefois inutilement, des emboîtements profonds ; d'autres fois, on a visiblement cherché à réduire ces emboîtements, mais par une véritable inadvertance, on les a reportés sur l'épaisseur du piston.

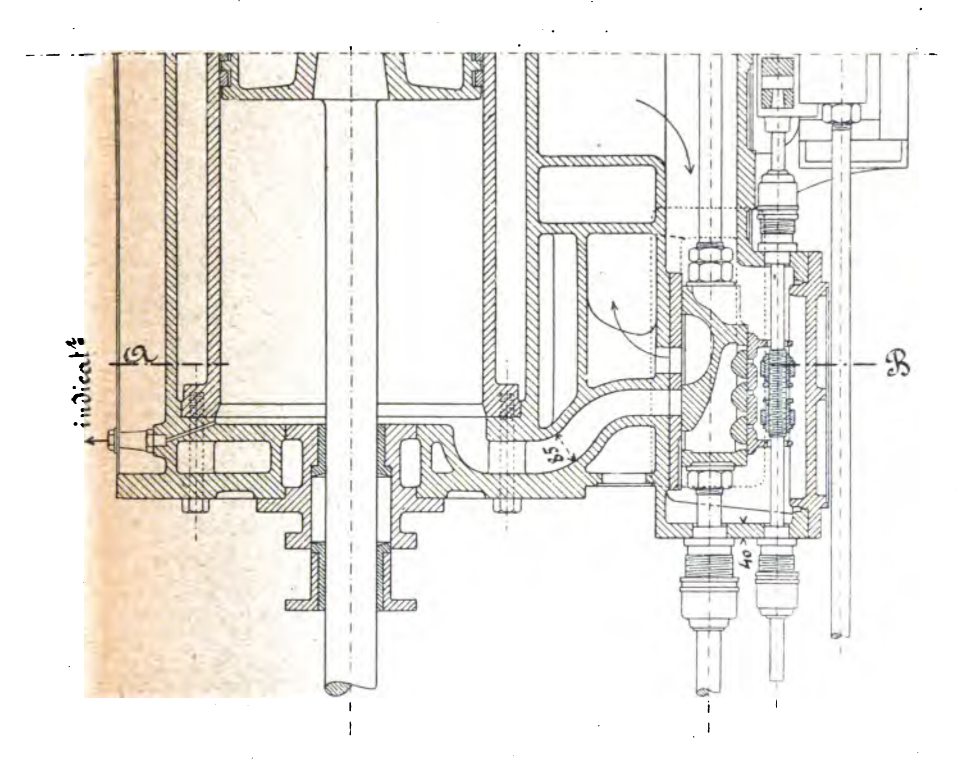

275
30
Chemise
75
35
Chemise
jeu
15
1m 700
Chemise
130
725
120
Chemise
275
purge
purge
purge

Coupe A B.

Embase du régul.r

575

purge



tous les cylindres à lumières courtes, quel que soit le genre du distributeur employé. Si, pour réduire ces surfaces, on augmentait la course au détriment du diamètre, la surface cylindrique prendrait une importance plus grande (3e fascicule n° 163); à d'autres points de vue, il serait plus difficile de donner aux canaux des sections suffisantes.

Les cylindres sont venus de fonte avec leur enveloppe pour les petites dimensions (jusqu'à 500 millimètres de diamètre au plus); pour les cylindres longs, ce mode de construction ne donne pas des surfaces de frottement assez dures; les noyaux de fonderie occupant l'enveloppe sont difficiles à maintenir pendant la coulée, ils peuvent se déplacer légèrement, et donner à la partie à aléser une épaisseur inégale; enfin, ils ne se prêtent pas aux différences de dilatations entre les deux surfaces cylindriques. Pour ces raisons diverses, les cylindres importants sont toujours coulés en deux pièces, le fourreau peut être en fonte plus dure, il est assemblé à l'enveloppe avant l'alésage. La maison Bollinckx a recours au mode de construction ingénieux représenté figures 80 et 81.

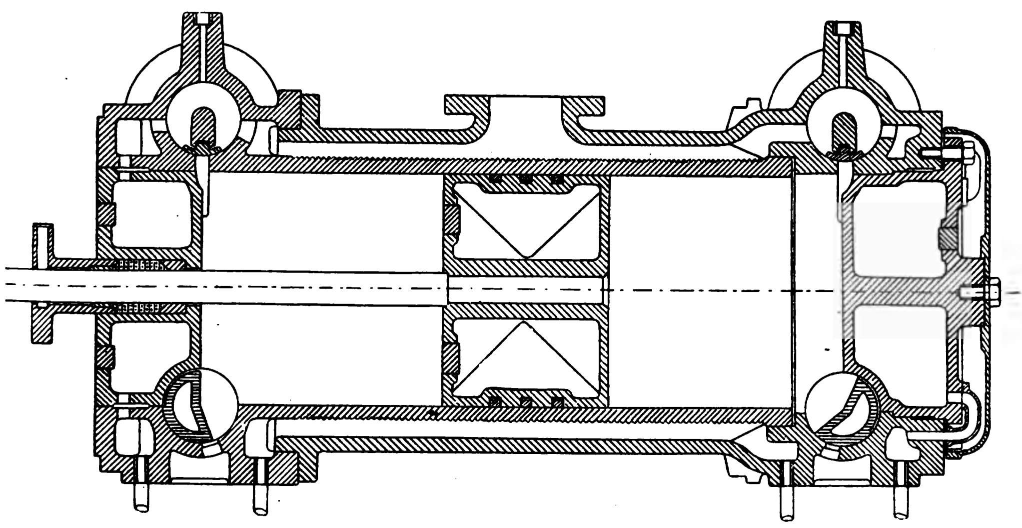


Fig. 80

Les joints entre l'enveloppe et le fourreau doivent présenter toute garantie d'étanchéité, sinon, la vapeur à pleine pression de l'enveloppe passerait directement à l'échappement.

La vapeur est amenée de l'enveloppe dans les couvercles au moyen d'une tubulure que l'on démonte facilement, l'eau de condensation est évacuée par une tubulure semblable; la même observation s'applique

aux poches isolées dans lesquelles on jugerait utile de maintenir la vapeur.

Après bien des essais et des tâtonnements, les dispositions employées pour le chauffage se sont uniformisées, et se résument dans les points suivants :

1°) Chaque cylindre doit être chauffé par de la vapeur dont la température correspond à celle de l'admission dans le cylindre.

2°) Cette condition est facilement remplie en faisant passer dans l'enveloppe la vapeur qui doit être ensuite admise dans le cylindre, ou tout au moins en mettant largement l'enveloppe en communication avec la vapeur des chapelles (voir les figures 15 et 15 *bis*, 64, 79, 80, 233, ainsi que les planches II et III).

3°) Il faut veiller à ce que le courant de vapeur n'entraine pas dans les chapelles l'eau de condensation qui ruisselle dans l'enveloppe.

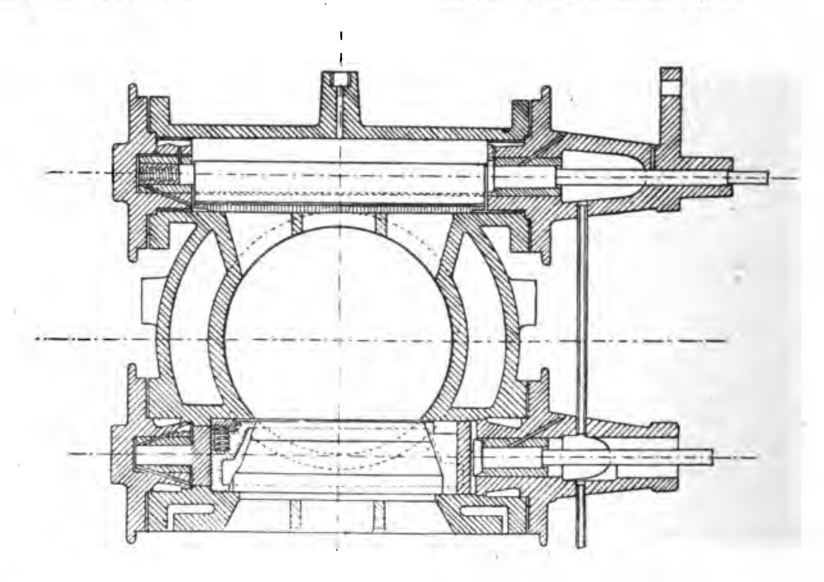


Fig. 81

4°) Il est inutile d'envelopper les receivers, puisque la vapeur s'y trouve à pression à peu près constante, on ne ferait ainsi que déplacer la condensation sans augmenter le rendement.

5°) L'eau de condensation est extraite par des purgeurs automatiques, (4ᵉ fascicule n° 115), et, exceptionnellement, par des pompes qui la ren-

voient aux chaudières ([1]), les huiles qu'elles renferment constituent à cet égard une difficulté (41).

6°) Le cylindre et ses chapelles doivent être préservés du refroidissement par des matières isolantes (4e fascicule n° 112); on les enveloppe ordinairement d'un manteau en tôle polie ou en bois. Les différentes vues et sections de la planche II représentent un cylindre important de machine à tiroir dans le tracé duquel on s'est inspiré des principes précédents.

1. Voir un procédé d'utilisation partielle de la chaleur des eaux de purge (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 222).

CHAPITRE III

Distribution de la Vapeur.

§ Ier

OBTURATEURS

Au début de la machine à vapeur, on a employé comme obturateurs les valves coniques; elles avaient le défaut de ne pas être équilibrées, ce qui n'a pas tardé à les faire rejeter pour les grandes dimensions et les pressions croissantes. Elles ont été remplacées bientôt par les soupapes à double siège, dont ***Hornblower*** imagina trois variétés, et par les tiroirs. On peut ranger les obturateurs en deux classes : ceux à glissement, qui comprennent les tiroirs plans et les tiroirs cylindriques, et ceux à soulèvement, ou soupapes.

58. — *Obturateurs à glissement.* — L'obturateur simple (fig. 82), dessert un seul orifice, qu'il découvre ou ferme par l'une de ses arêtes; dans certains systèmes de détente, les deux arêtes sont cependant actives.

La distribution d'un cylindre à double effet exige quatre de ces obturateurs.

On peut réduire la course nécessaire pour découvrir une section déterminée, au moyen du tiroir à grille (fig. 83), employé comme obturateur d'échappement dans quelques machines belges (***Nolet, Walschaerts, Hoyois***), et dans plusieurs machines américaines, notamment le type moderne de ***Wheelock*** (1).

On a réalisé des obturateurs plans à mouvement de rotation continu autour d'un axe perpendiculaire à la glace, le tiroir est alors un disque percé de lumières en forme de secteurs; ce système est abandonné pour

1. *Engineering*, 1893, 1er sem., p. 350.
Tiroir de ***Strong*** appliqué à une distribution de locomotive (***Engineering***, 1883, 1er sem., p. 195; 1889, 1er sem., p. 551). Tiroir de ***Craig*** et ***Motion***, même recueil, 1884. 2me sem., p. 312.

la distribution, on le retrouve encore quelquefois appliqué au modérateur des locomotives.

Les surfaces de contact, au lieu d'être planes, peuvent être cylindriques (fig. 84), et le mouvement de commande est oscillant. Ce genre de distributeurs est dû à Corliss, il a pris une importance considérable dans les machines fixes (1). On trouve exceptionnellement des valves Corliss à double passage (fig. 85).

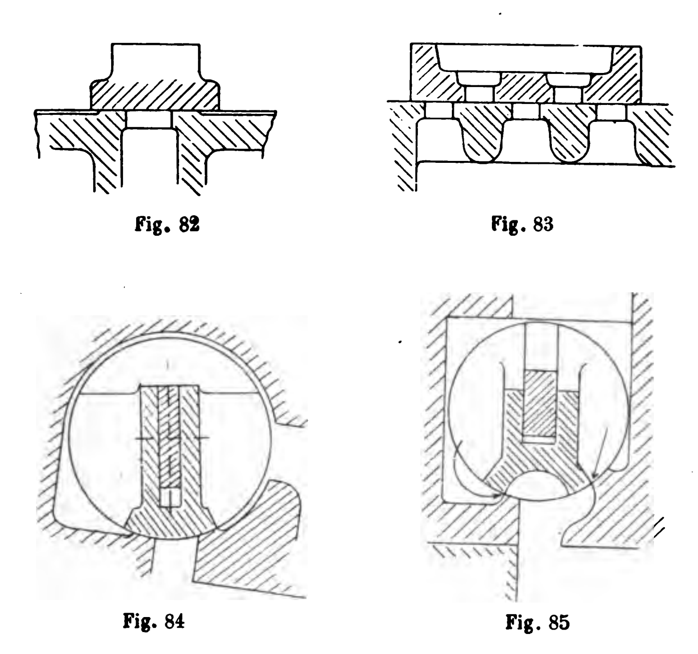


Fig. 82 Fig. 83

Fig. 84 Fig. 85

Dans tous ces organes, l'étanchéité est maintenue par le contact des surfaces, et celui-ci est assuré par la différence des pressions qui règnent sur les deux faces de l'obturateur; lorsqu'on les emploie pour l'échappement, la face dorsale doit donc être tournée vers le cylindre. M. *Frikart* a fait usage d'une valve qui semble appartenir au même genre, mais qui, en réalité, est un robinet (fig. 86). Cette valve est équilibrée dans tous les sens, elle doit donc remplir son boisseau bien exac-

1. A l'Exposition de 1878, à Paris, les grandes machines fixes à tiroirs plans étaient encore deux fois plus nombreuses que toutes les autres; une douzaine de moteurs avaient des soupapes à double siège, il y avait six distributions par valves oscillantes de Corliss, et quelques distributions par tiroirs cylindriques. En 1889, les valves oscillantes étaient les plus nombreuses.

tement pour être étanche, condition bien difficile à réaliser et à maintenir, puisqu'on n'imagine pas de moyen convenable pour rappeler l'usure; elle est surtout intéressante en ce qu'elle présente un quadruple passage (arêtes 1, 2, 3, 4).

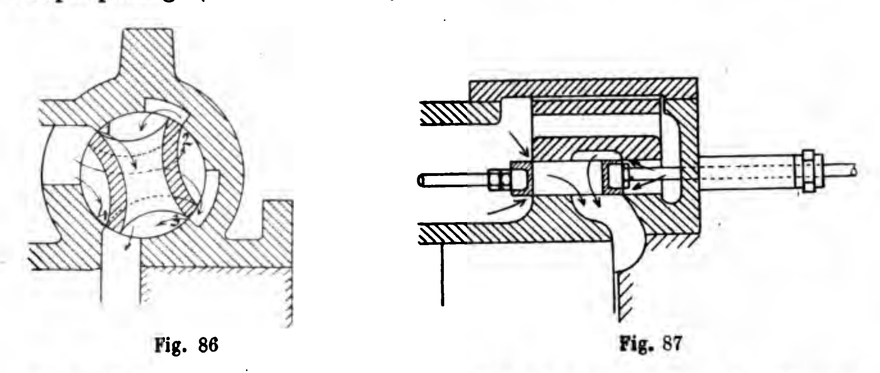


Fig. 86 Fig. 87

On a fait souvent usage aux États-Unis de tiroirs plans équilibrés à ouvertures multiples, dans le but de réduire à la fois et la pression qui applique le tiroir, et la course nécessaire pour ouvrir un orifice donné. L'équilibrage est surtout nécessaire pour les obturateurs d'admission lorsqu'ils dépendent directement d'un régulateur. La figure 87 repré-

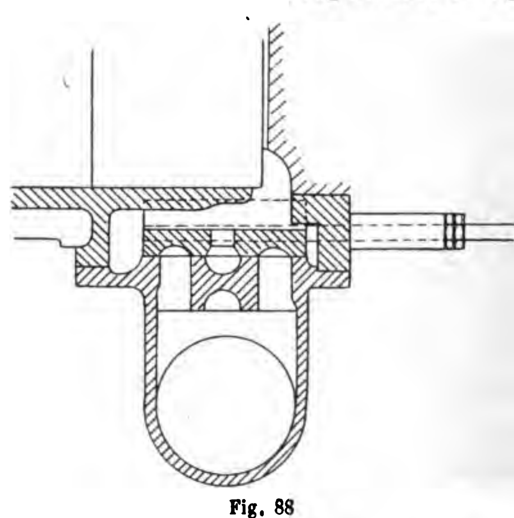


Fig. 88

sente le tiroir d'admission employé par Porter et Allen, il a la forme d'une taque évidée à faces parallèles, et se meut entre les surfaces fixes

formées par la glace du cylindre d'une part, et une plaque fixe maintenue à distance, et qu'on peut rapprocher lorsque l'usure l'exige. La figure 88 donne l'obturateur à quadruple passage employé pour l'échappement par les mêmes constructeurs.

Ces systèmes ne se sont pas implantés en Europe, mais le tiroir cylindrique à glissement parallèle aux génératrices et découvrant une lumière dont les arêtes sont normales à cette direction s'est généralisé, il a également la propriété d'être équilibré, et il est d'une construction beaucoup plus facile, surtout pour les grandes dimensions.

Les obturateurs à glissement sont souvent utilisés pour accomplir simultanément plusieurs fonctions ; ainsi, le tiroir à coquille ordinaire (fig. 89), dessert deux lumières d'admission par ses arêtes extérieures ; il en est de même de la plupart des tiroirs cylindriques (fig. 129).

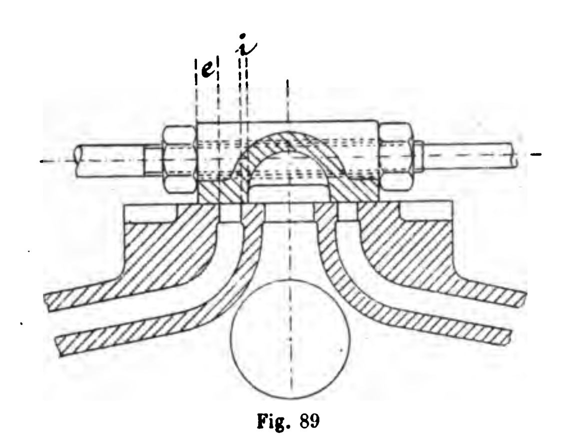


Fig. 89

Dans le tiroir à coquille, l'introduction a lieu forcément par les arêtes extérieures, sinon le tiroir se soulèverait; pour le tiroir cylindrique, on peut, sans inconvénient, renverser les fonctions des arêtes [1]. Le tiroir cylindrique n'est qu'une modification du tiroir de Murdoch, longtemps employé dans les machines marines et connu sous le nom de tiroir en D, il a l'avantage d'être rigoureusement équilibré. Le tiroir cylindrique comporte de nombreuses variétés.

Le tiroir à coquille peut être partagé en deux (fig. 90), dans le but de

1. Lorsque le tiroir se compose simplement de deux pistons obturateurs réunis par une tige, on préfère admettre la vapeur par les arêtes intérieures pour soumettre cette tige à un effort d'extension.

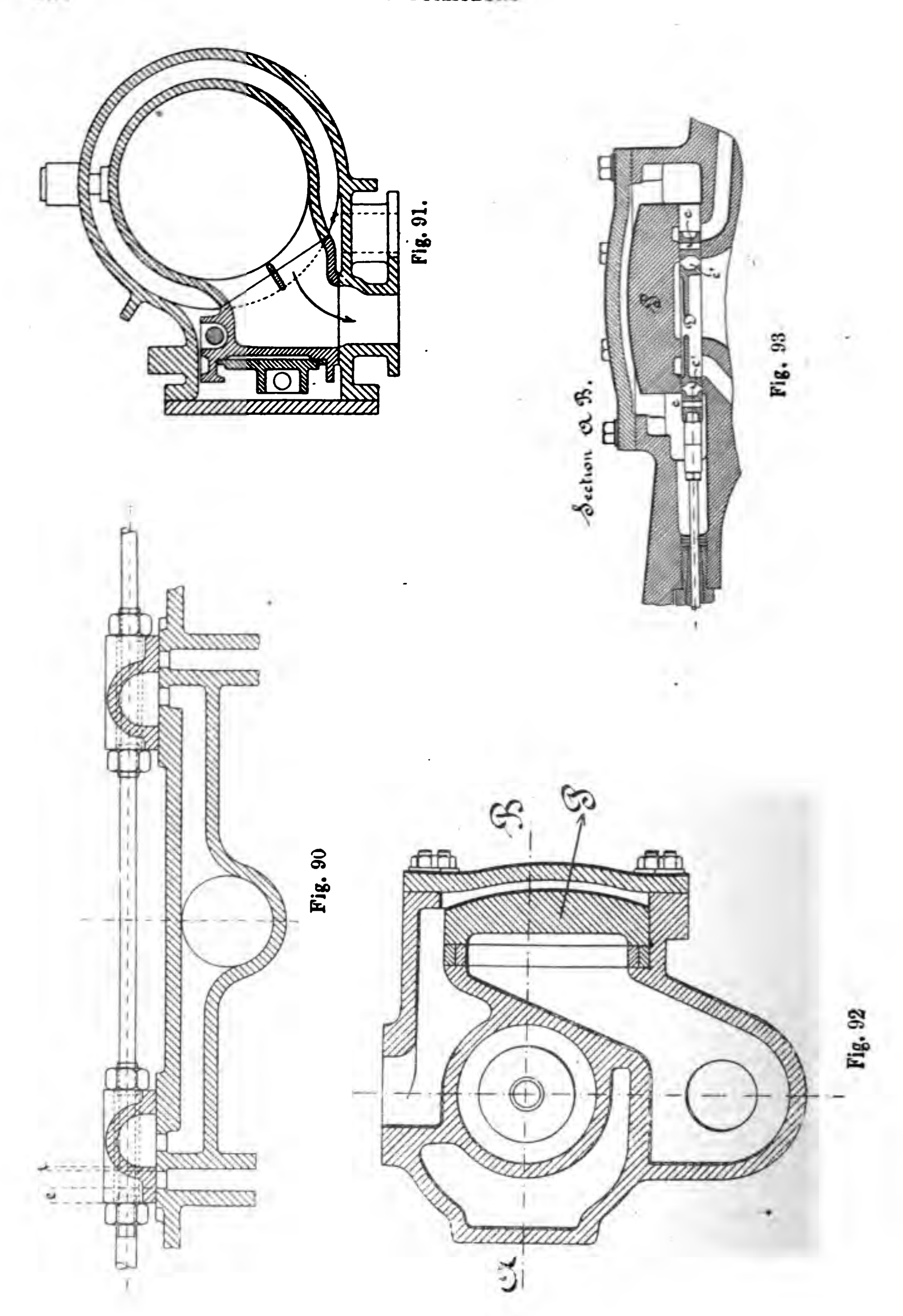


Fig. 90

Fig. 91.

Fig. 92

Fig. 93

rendre les conduits vers le cylindre plus directs et de leur donner moins de surface.

Nous signalerons comme modification plus ou moins profonde du tiroir plat la forme de la figure 91, employée par divers constructeurs (*Duvergier*, *Boulet*); le conduit d'échappement qui, dans les systèmes ordinaires, n'est séparé du conduit d'admission que par une cloison, est ici entièrement isolé ; par contre, l'étanchéité doit être maintenue sur deux glaces qui font un certain angle.

Le tiroir de la machine *Straight line* (fig. 92-93) employé aussi dans d'autres machines américaines ([1]), est équilibré au moyen d'une contre-plaque P, maintenue à distance fixe de la glace, avec réglage pour l'usure ; les petits conduits *c* servent à parfaire cet équilibre en établissant la même pression dans les deux joints ; les conduits *c'* servent au même but, et constituent en même temps un double passage pour l'échappement; le diaphragme D sert à préserver les surfaces frottantes de la contre-plaque contre l'action plus ou moins érosive de la vapeur.

Nous rencontrerons par la suite d'autres modifications du tiroir, qui trouveront mieux leur place dans l'étude de la distribution ([2]).

On a employé à différentes reprises le distributeur rotatif conique ou cylindrique à passages multiples, surtout pour la distribution des machines Woolf et compound (les maisons *Biétrix* et *Carels* en ont imaginé de nouveaux types) ([3]).

59. — *Obturateurs à soulèvement.* — Ces obturateurs comprennent toutes les variétés de soupapes, qui se ramènent aux trois formes ima-

1. Machine de *Robb-Armstrong* (*Engineering*, 1893, 2e sem., p. 17; *Weston-Engine*, *Zeitschrift des V. D. I.* 1893, p. 1069.

2. Voir encore : *Engineering*, Tiroir circulaire compensé de *Everitt*, 1880, 2e sem., p. 27; tiroir de *Thom* avec double passage destiné à augmenter la compression dans les cylindres à basse pression, 1884, 2e sem., p. 566; tiroir de *Halpin*, 1882, 1er sem., p. 395; tiroir de *Payton* et *Wilson*, plat, équilibré, à arêtes circulaires, 1885, 1er sem., p. 344 (le tiroir plat à arêtes circulaires a été employé par M. *Webb* et par M. *Ch. Brown*, dans le but de renouveler les surfaces frottantes par la mobilité autour de l'axe; il a la liberté de tourner autour d'un axe perpendiculaire à la glace lorsqu'il se produit un grippement sur l'un de ses points); tiroir *Outridge* équilibré appliqué à une grande machine marine, 1885, 2e sem., 325; tiroir *Peck*, 1886, 2e sem., p. 156.

3. *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, pl. 44-45; *Engineering*, 1894, 2e sem., p. 606. Ce tiroir peut aussi être accompagné d'un tiroir d'expansion tournant, à lumières obliques, (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, pl. XIV).

ginées par Hornblower (fig. 94 à 96) (1). Au point de vue de la commande, les soupapes présentent un caractère spécial : elles ne peuvent en effet, dans leur mouvement de descente, dépasser le siège sur lequel elles sont déposées, l'organe qui les commande peut continuer sa course après la fermeture, lorsque les liaisons sont établies en conséquence.

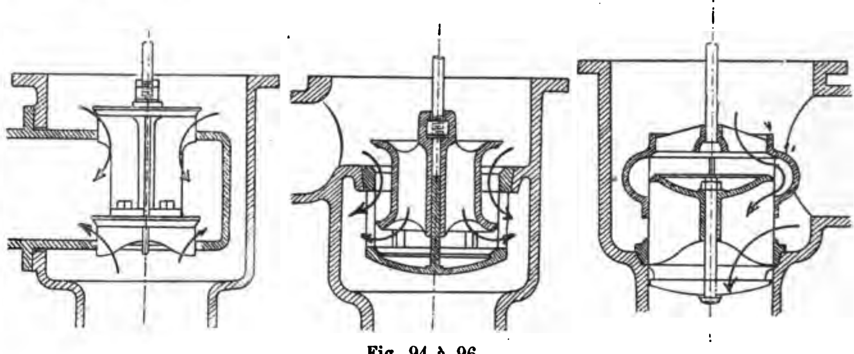


Fig. 94 à 96

Les soupapes sont toujours à axe vertical, il n'existe que de rares exemples de distributions où cet axe est légèrement incliné.

Les obturateurs à soulèvement ne peuvent desservir qu'un seul orifice, une distribution à soupapes comporte donc nécessairement quatre de ces organes.

§ II

DISTRIBUTIONS SYMÉTRIQUES COMMANDÉES PAR UN MOUVEMENT CIRCULAIRE

Pour étudier une distribution, il faut pouvoir se rendre compte rapidement des positions simultanées du piston et du distributeur; on se sert à cette fin d'épures, dont les plus connues sont l'épure circulaire de *Reech*, l'épure elliptique de ***Fauveau***, l'épure sinusoïdale de ***Moll***, le diagramme polaire de ***Zeuner***, etc. Tous ces tracés seront établis pour la

1. *Perkins* a employé dans la machine à très haute pression du yacht *Anthracite*, une forme particulière de la soupape de Cournailles qui est à triple siège (*Engineering*, 1881, 1er sem., p. 3 et 4).

distribution par tiroir à coquille ordinaire, on les étendra facilement aux autres cas.

60. — *Epure circulaire.* — Soit OM (fig. 97), la manivelle, de rayon égal à R, OE le rayon d'excentricité, de longueur l; ces deux directions font un angle constant α, appelé angle de calage. Les éléments du tiroir sont indiqués sur la figure, où le tiroir est représenté au milieu de sa course, les quantités e s'appellent les recouvrements extérieurs, les quantités i sont les recouvrements intérieurs; ces recouvrements que nous supposerons d'abord égaux pour les deux faces du piston, peuvent être inégaux, nous les désignerons alors par e, e', i, i'. Pour faciliter le langage, nous appellerons face *arrière* du piston celle qui se trouve le plus loin de l'arbre, et face *avant*, celle qui en est le plus rapprochée; il s'agira toujours de machines à bielle directe,

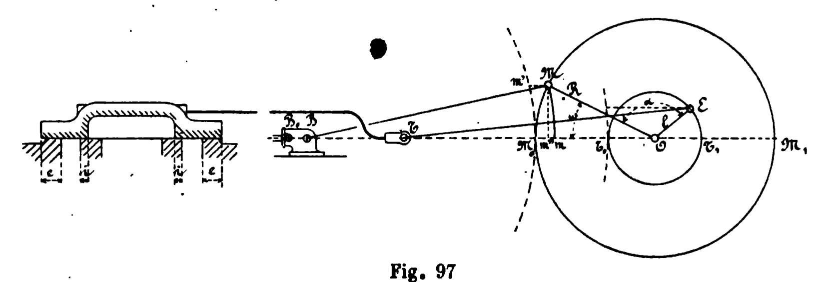


Fig. 97

Étudier le mouvement du piston revient à étudier celui du point B, invariablement lié avec lui; de même, déterminer le mouvement d'un point du tiroir revient à déterminer celui de l'articulation T de la barre d'excentrique qui le commande.

Cherchons d'abord à déterminer la position du piston en fonction de celle de la manivelle, ou *vice versa.* Du point B, avec la bielle comme rayon, décrivons l'arc Mm; soit B_o la position de B lorsque la manivelle est au point mort M_0; on a évidemment :

$$M_o m = B_o B$$

Pour obtenir les déplacements du piston, il suffit donc de projeter le point M par un arc Mm de rayon égal à la bielle, et de mesurer $M_0 m$.

La même règle s'applique aux déplacements du tiroir, mais le rayon de l'arc projetant est la barre d'excentrique.

On peut éviter les projections au moyen d'arcs en traçant l'arc de

rayon égal à la bielle, et tangent en M_0 (méthode de *Coste* et *Maniquet*) [1], le déplacement cherché est $m'M$; réciproquement, si on connait le déplacement du piston, on cherchera par tâtonnements la position de la manivelle pour laquelle la longueur $m'M$ est égale au déplacement donné. Les mêmes constructions s'appliquent au tiroir.

Au lieu de mener les deux directions OM, OE, on peut faire tourner autour de O la construction qui se rapporte au piston, jusqu'à ce que la direction OM coïncide avec OE, la rotation sera égale à α ; la ligne M_0M_1, à laquelle on rapporte les positions du piston, viendra en $M'_0M'_1$ (fig. 98) ; connaissant l'angle ω quelconque, décrit par la manivelle depuis le point mort arrière, qui est représenté en M'_0, on mesure sans autre construction le déplacement du piston $M'm''$, et le déplacement du tiroir Ee', ces déplacements étant comptés depuis le point mort arrière.

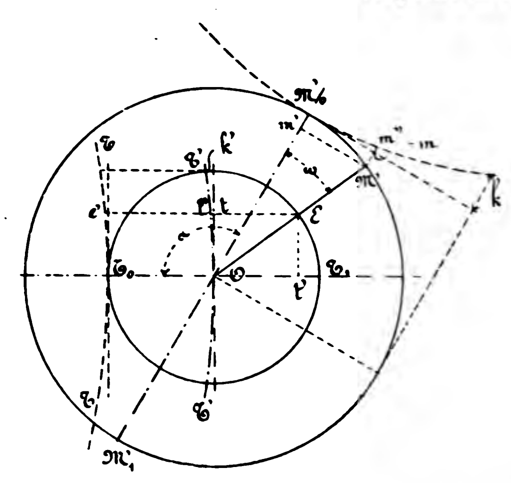


Fig. 98

On peut enfin adopter pour les deux tracés (piston et tiroir) des échelles différentes, de manière à ce que l et R soient représentés par une même longueur sur l'épure ; les rayons des arcs tangents seront nécessairement représentés par des longueurs très différentes ; on

1. MM. *Coste* et *Maniquet* ont imaginé de faire les tracés d'arcs au moyen de gabarits, ce qui dispense de chercher les centres, et rend les épures moins encombrantes. Cette méthode devient particulièrement ingénieuse dans les cas où les renvois de mouvements sont plus compliqués, comme par exemple ceux du mécanisme moteur d'une machine à balancier, ou de la distribution des machines Corliss (*Coste et Maniquet, Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, Paris, Baudry.)

arrive ainsi à une épure très simple, qui ne donne encore toutefois que les déplacements du piston et du tiroir, et que nous devrons compléter. Pour le tiroir, il est du reste plus commode de compter les déplacements à partir de la position moyenne, c'est-à-dire de compter les *écarts* à partir de l'arc T' au lieu de l'arc T.

Pour se servir aisément de cette figure, il faut remarquer que le bouton de manivelle et le centre de l'excentrique y sont représentés par le même point M', mais que les projections se font sur deux directions différentes, suivant qu'il s'agit d'obtenir les déplacements du piston ou du tiroir.

61. — Lorsqu'on suppose la bielle et la barre d'excentrique de longueur infinie, c'est-à-dire lorsque l'on néglige leurs obliquités, les arcs projetants sont représentés par des lignes droites orthogonales, le déplacement du piston est donné par $M'_0\, m'$, et l'écart du tiroir par Ot'; les erreurs ainsi commises sont mm'' et tt'' respectivement; les erreurs maxima sur le déplacement du piston et du tiroir sont k et k', mesurées sur leurs échelles respectives.

Bien que l'épure exacte soit à peine plus compliquée que l'épure approchée, nous commencerons par négliger l'obliquité de la bielle et de la barre d'excentrique.

62. — *Cas où l'on néglige les obliquités.* — Suivons le mouvement de l'arête A du tiroir (fig. 99), celui-ci étant supposé placé dans sa position moyenne; la position correspondante du rayon d'excentricité est OE_1; si nous supposons que celui-ci tourne dans le sens de la flèche, et si nous choisissons une position quelconque OE de ce rayon, nous voyons que l'écart correspondant du tiroir est Et; en retranchant de cet écart le recouvrement e, nous obtiendrons l'ouverture de la lumière L pour l'admission. Cette lumière commence à s'ouvrir pour la position OC, elle se referme pour la position OD du rayon d'excentricité.

On peut tracer un cercle analogue pour l'arête intérieure B du tiroir, et on constate que cette arête découvre la lumière L, et permet l'échappement depuis la position OE jusqu'à la position OF. Des cercles semblables sont tracés pour les arêtes A' et B', et donnent la zone des positions du rayon d'excentricité pour lesquelles ces lumières découvrent l'admission et l'échappement pour la face d'avant du piston.

Ces quatre circonférences étant superposées, il sera possible de

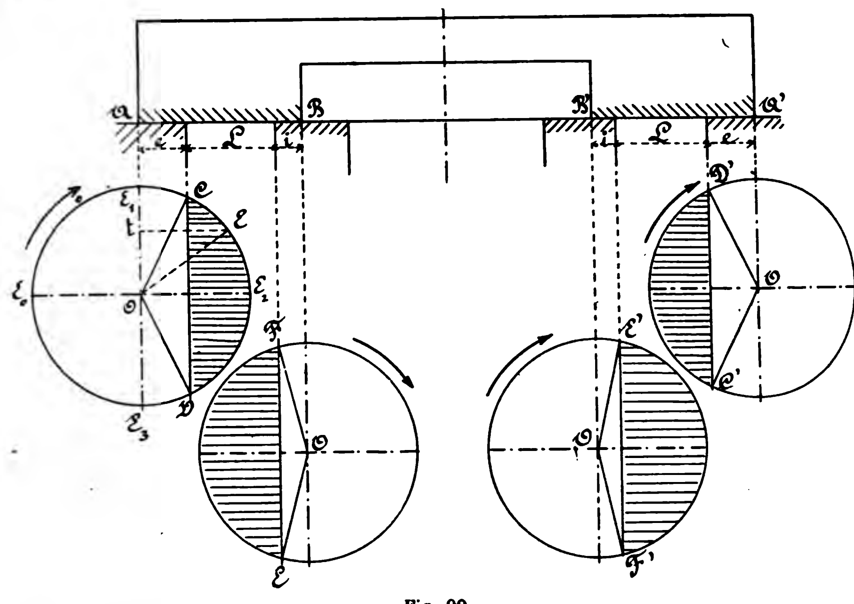


Fig. 99

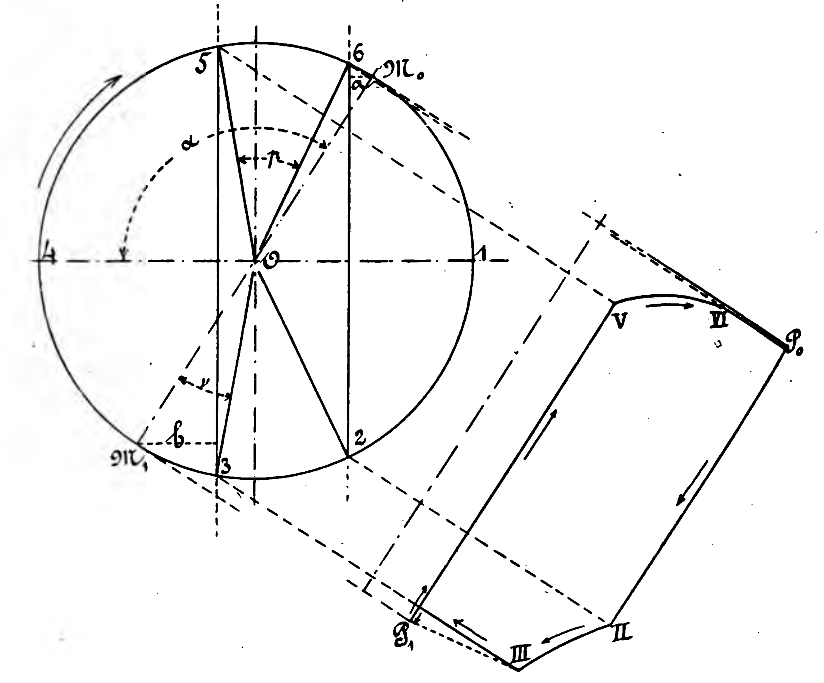


Fig. 100

suivre, pour un tour entier de la manivelle, la marche des quatre arêtes qui règlent la distribution; mais comme les opérations sont identiques sur les deux faces, nous nous bornerons, pour plus de clarté, à tracer les bandes des recouvrements pour la face arrière (fig. 100).

Lorsque la manivelle effectue une révolution entière depuis le point mort arrière M_0, les phases suivantes se produisent successivement :

Pour la position M_0, la lumière d'admission est ouverte de la quantité a, qui s'appelle *avance linéaire* à l'admission.

Depuis M_0 jusqu'à la position 2, la vapeur est admise dans le cylindre, l'ouverture est maximum pour le point 1.

Depuis la position 2 jusqu'à la position 3, la vapeur est emprisonnée dans le cylindre, et agit par détente.

L'échappement s'ouvre dans la position 3, l'angle 3 OM_1 s'appelle *avance angulaire* à l'échappement; b est la quantité dont la lumière est ouverte pour l'échappement au point mort, et se nomme *avance linéaire* à l'échappement.

L'échappement se poursuit jusqu'à la position 5 de la manivelle, l'ouverture maximum se produit en 4.

Enfin, la vapeur est comprimée dans le cylindre depuis la position 5 jusqu'à la position 6, pour laquelle s'ouvre la lumière d'admission; l'angle 6 OM_0 est l'*avance angulaire* à l'admission.

Pour suivre facilement les phases de la distribution, on se rapportera simultanément à l'épure et au diagramme des pressions marqué en chiffres romains. Entre les positions III et P_1, VI et P_0, le trait plein du diagramme est modifié par les pertes de charge de l'écoulement, et se rapproche plus ou moins du trait pointillé; d'ordinaire, les positions VI et P_0 sont tellement rapprochées que la ligne qui les joint se confond avec la perpendiculaire à la ligne d'admission.

On reconnaît que le diagramme des pressions correspond à un travail moteur développé sur le piston; par conséquent, si l'on règle les éléments de la distribution conformément aux données de l'épure, l'arbre tournera dans le sens de la flèche.

63. — *Sens de la rotation.* — Si l'on imagine un observateur regardant l'épure *par transparence*, ainsi que le dessin de la machine supposé animé dans le sens de la mobilité des pièces, il n'y aura rien de changé pour lui que le sens de la rotation, qui se fera à l'opposé de celui des aiguilles d'une montre, et le sens dans lequel l'angle de calage

est porté relativement à la manivelle. Par conséquent, le sens dans lequel l'excentrique est calé par rapport à la manivelle détermine le sens de la rotation.

64. — *Avances.* — Les avances à l'admission et à l'échappement exercent une influence favorable sur la distribution ; en effet, l'avance à l'admission ouvre un passage notable à la vapeur au moment du remplissage de l'espace nuisible ; la quantité de vapeur qui pénètre à ce moment dans le cylindre est beaucoup plus importante que celle accusée par le diagramme, à cause de la condensation à peu près instantanée produite par les surfaces nuisibles ; il est nécessaire que la pression soit établie sur le piston depuis le commencement de la course pour vaincre les forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif (26).

L'avance à l'échappement doit toujours être assez grande pour diminuer la résistance à l'écoulement de la vapeur au début de l'échappement, l'expérience démontre du reste que la perte que l'on fait ainsi sur le travail de détente est largement compensée par la diminution de la contre-pression. La figure 101 donne, en trait plein, la courbe d'indicateur obtenue avec des avances convenables, et en pointillé les modifications apportées au diagramme par la suppression des avances, modifications désavantageuses tant au point de vue du travail produit par le même poids de vapeur qu'à celui de la douceur de marche.

Fig. 101.

65. — *Marche à contre-vapeur.* — Supposons que, sans rien changer aux éléments de la distribution, on commande la machine au moyen d'une transmission, en sens contraire de celui qui correspond à son angle de calage, et que la pression de la vapeur soit néanmoins admise dans la chapelle ; on obtiendra (fig. 102), sur la face arrière du piston, pour une révolution entière de l'arbre, le diagramme des pressions *a b c d e f g h*, qui représente un travail résistant ; on voit que dans cette marche, appelée à *contre-vapeur*, les phases de la distribution se résument principalement en une aspiration par le conduit d'échappement et un refoulement par le conduit d'admission. Cette distribution à contre sens est celle qui se produirait pour une machine locomotive préalablement lancée, si à ce moment on ouvrait le modérateur, et si l'angle de calage était disposé pour actionner les roues en sens contraire. Ce diagramme

résistant est quelquefois utilisé comme frein, non seulement dans les locomotives, mais dans les machines d'extraction, et en général dans toutes celles qui possèdent deux sens de marche.

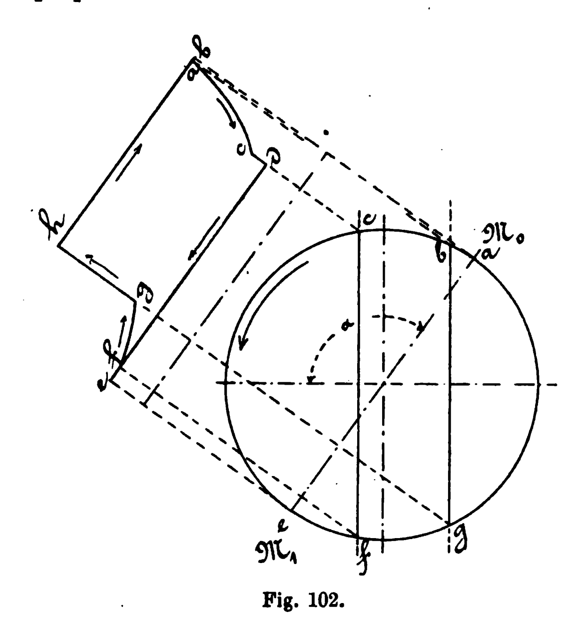


Fig. 102.

66. — ***Détermination des éléments inconnus d'une distribution, section des lumières.*** — Pour un cylindre de dimensions connues, la vitesse de rotation étant également donnée, les lumières doivent avoir des sections suffisantes pour ne pas créer des pertes de charge nuisibles au rendement (3[e] fascicule, n[os] 131 à 133); à ce point de vue, les sections ne sauraient être trop grandes, mais la pratique impose des limites au delà desquelles les distributeurs deviendraient très grands, les frottements et les fuites possibles augmenteraient en proportion, de même que les espaces nuisibles et leurs surfaces internes. La section à adopter résulte d'un compromis entre ces diverses circonstances; les pertes de charge à l'échappement sont du reste plus pernicieuses qu'à l'introduction, parce qu'elles entraînent une perte totale de l'énergie emportée par la vapeur sous forme de force vive.

On constate que les pertes de charge sont insignifiantes lorsque l'on adopte pour l'admission la vitesse moyenne de 30 mètres par seconde; pour l'échappement, cette vitesse doit être réduite à 20 mètres. Ces

limites sont de plus en plus difficiles à respecter au fur et à mesure que la vitesse linéaire du piston augmente, et elles sont souvent notablement dépassées dans les machines modernes.

En partant de ces données, et en adoptant pour les lumières une longueur aussi grande que possible, généralement 0,7 du diamètre du cylindre, on détermine les largeurs λ_1 et λ_2 des passages nécessaires pour l'introduction et pour l'échappement (1). C'est λ_2 qui représente la largeur à donner au canal, mais celui-ci ne se découvre qu'en partie pour l'admission.

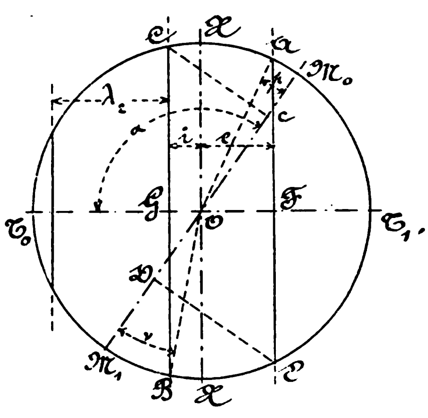


Fig. 103

Les données ordinaires d'une distribution par tiroir sont : le sens de rotation, les quantités λ_1 et λ_2, le rapport de détente δ, l'avance angulaire à l'admission μ, et l'avance angulaire à l'échappement ν. Les inconnues sont : le rayon d'excentricité l, l'angle de calage α, les recouvrements e, i.

Le problème peut être résolu graphiquement de la manière suivante :

Traçons un cercle de rayon quelconque (fig. 103) pour représenter, à une échelle inconnue, la trajectoire du centre de l'excentrique ; menons le diamètre quelconque M_0M_1 pour représenter la ligne des points morts ; prenons :

$$\frac{M_0D}{M_0M_1} = \frac{1}{\delta}$$

Portons l'angle μ en M_0OA, menons la perpendiculaire DE à la ligne des points morts (2), joignons AE et menons XOX parallèle à cette direc-

1. Certaines règles proportionnent la section des lumières à la surface du piston ; cette manière de procéder conduit à des lumières trop petites pour les grandes vitesses de piston ; il n'est pas possible de faire abstraction de la vitesse linéaire du piston dans la détermination des lumières.

Voir pour un examen plus exacte de la question : *Zur Berechnung der Dampfmachinensteuerungen*, par *Ad. Slucki* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1110).

2. Le sens de rotation est supposé être celui des aiguilles d'une montre, dans le cas contraire, il faudrait mener la perpendiculaire opposée à DE et porter l'angle μ dans l'autre sens.

tion. Portons l'angle ν en M_1OB; par B, menons BC parallèle à XOX, et par O la perpendiculaire $T_o T_1$ à la même direction.

Nous avons constitué ainsi une épure de distribution répondant à la question, mais il reste à en déterminer l'échelle; nous y arriverons en remarquant que la lumière d'introduction doit se découvrir au minimum de λ_1 et que la lumière d'échappement doit s'ouvrir de la quantité λ_2 au moins. Si l'on a :

$$\frac{F\,T_1}{G\,T_o} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$$

il suffira de déterminer l'échelle en posant $FT_1 = \lambda_1$ (λ_1 étant une longueur connue), on aura forcément $GT_o = \lambda_2$, on mesurera au moyen de cette échelle le rayon d'excentricité OM_o, ainsi que les recouvrements OF, OG; l'angle de calage est réprésenté en $M_o OT_o$.

Il n'arrivera pas généralement que les longueurs FT_1, GT_o soient précisément dans le rapport des largeurs λ_1 et λ_2 que l'on veut donner aux passages; suivant que ce rapport est plus grand ou plus petit que le rapport de λ_1 à λ_2, on prendra pour déterminer l'échelle :

$$G\,T_o = \lambda_2$$

auquel cas on aura:

$$FT_1 > \lambda_1$$

ou bien on posera :

$$F\,T_1 = \lambda_1$$

et on en déduira :

$$G\,T_o > \lambda_2$$

Dans ce dernier cas, l'arête intérieure du tiroir dépasse un peu le bord extérieur de la lumière au moment où l'écart est maximum, (comme dans la figure) ce qui n'est pas un inconvénient.

On prend généralement $\mu = 5°$ à $7°$ (donnée d'expérience), on donne à ν une valeur plus grande, soit 15° à 20°. On peut du reste résoudre le problème en substituant à ν une donnée plus rationnelle, à savoir : la compression à réaliser. Celle-ci se déduit de l'espace nuisible et de la pression finale qu'on veut y rétablir; il sera facile en partant de ces éléments de déterminer la fraction de course sur laquelle la compression doit porter; connaissant cette fraction, on déterminera la position correspondante *c* du piston, et on élèvera la perpendiculaire *c*C à la ligne des points morts M_oM_1, ce qui permettra de tracer CB. Le problème s'achève comme précédemment.

Le procédé que nous avons employé ci-dessus consiste, en résumé, à tracer une épure relative et à en déterminer l'échelle au moyen de l'une des données; il est toujours applicable chaque fois que les données comprennent des angles ou des rapports, et une seule quantité linéaire (1).

67. — *Tracé du tiroir et de la glace.* — Possédant les éléments du tiroir tels qu'ils sont donnés par l'épure (fig. 103), on commencera par tracer l'une des lumières de largeur λ_2 (fig. 104) ; on y dessinera les

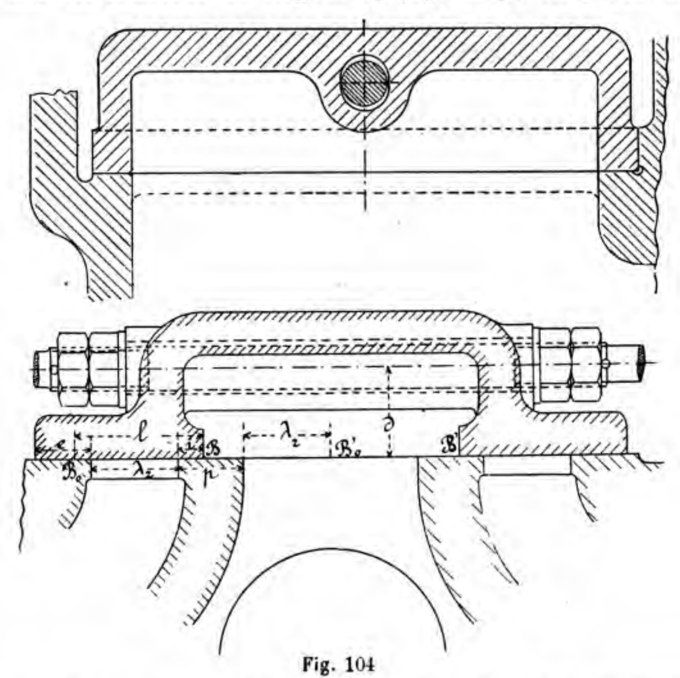


Fig. 104

recouvrements e, i, et on obtiendra ainsi l'un des côtés du tiroir dans sa position moyenne ; on portera l'épaisseur p de la cloison à ménager entre le canal et la poche d'échappement (2) ; on dessinera ensuite la

1. On a l'habitude de résoudre différents problèmes sur les distributions en variant les données; ils sont dépourvus de toute utilité pratique, et nous ne les aborderons pas.

2. Ce point mérite grande attention; avec les lumières longues, et lorsqu'elles ne sont pas renforcées par des nervures transversales venues de fonte dans les canaux, ces cloisons fléchissent légèrement sous la différence des pressions qui règnent sur les deux faces, cette flexion détériore les surfaces frottantes et amène des fuites.

partie connue du tiroir dans sa position extrême, en reportant l'arête B vers l'arrière d'une quantité BB_0 égale au rayon d'excentricité; dans cette position, la lumière centrale doit être ouverte de la quantité λ_2, ce qui fera connaître la largeur intérieure $B_0B'_0$ du tiroir; reportant celle-ci en BB', on placera la lumière d'avant par rapport à B' comme celle d'arrière est située par rapport à B, etc.

Dans le tracé, les canaux doivent être prévus un peu plus larges que les lumières, afin de laisser traverser l'outil qui ajuste la tranche intérieure de la lumière; 5 millimètres suffisent.

En dessinant le tiroir, on lui donne un creux au moins égal à λ_2; le tiroir est généralement saisi par une tige qui passe dans un bossage venu de fonte, et qui obstrue la section intérieure sur une certaine étendue; cette obstruction doit être compensée par une augmentation de creux.

Il faut rapprocher l'axe de la tige autant que possible de la glace, c'est-à-dire diminuer la distance d, afin de réduire le couple dû au frottement, couple qui contribue à rendre inégale la répartition des pressions sur les divers points de la glace, et à user irrégulièrement les surfaces.

Enfin, le montage de la tige doit être fait de manière à permettre au tiroir de porter sur la glace en cas d'usure ou de redressage (compter sur 5 millimètres pour un petit tiroir, sur 10 millimètres pour un grand).

68. — *Tiroir divisé.* — Ayant tracé la lumière λ_2 et les recouvre-

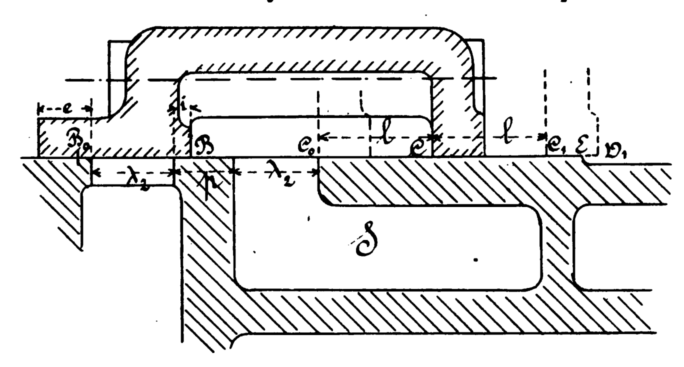


Fig. 105

ments, comme pour le cas précédent, on porte $BB_0 = l$ (fig. 105), on trace la cloison séparant les lumières et on remarque que pour le maximum

d'écart vers l'arrière, la lumière d'échappement doit être ouverte de λ_2, on trouve ainsi le point C_0 ; B_0C_0 est la largeur intérieure du tiroir ; il est facile de compléter le tracé. Pour déterminer la limite de la glace vers l'avant, il faut déplacer le tiroir de la quantité l, à partir de la position moyenne ; dans cette position, il faut conserver suivant la grandeur du tiroir de 15 à 25 millimètres de contact avec la glace ($C_1E = 15$ à 25 millimètres). Le point D_1 doit dépasser E, pour éviter la formation d'une côte sur la glace. La même observation s'applique au côté d'arrière.

Le conduit d'échappement doit présenter une section suffisante, la section la plus étranglée S doit suffire pour évacuer le débit de la moitié de la lumière ; la même observation s'applique d'ailleurs au tiroir simple.

69. — *Proportionnalité des épures.* — Les données d'après lesquelles on réalise une distribution ne renferment que des rapports et des angles indépendants de la grandeur des machines, et la largeur λ_2. L'épure peut donc être adaptée à un cylindre quelconque, son échelle étant simplement modifiée dans le rapport inverse de la largeur de la lumière.

70. — *Corrections due à l'obliquité.* — Prenons une position quel-

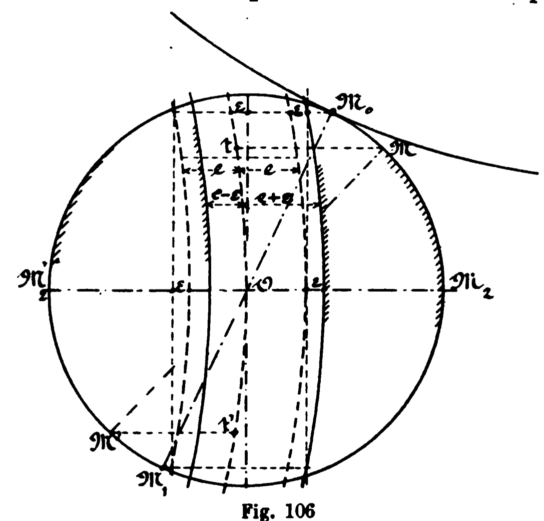


Fig. 106

conque OM de la manivelle (fig. 106), l'écart correspondant du tiroir est M t ; pour la position symétrique OM', l'écart est M' t' ; si l'on donne au

tiroir placé au milieu de sa course des recouvrements extérieurs égaux e pour les deux lumières, les ouvertures pour les deux faces et pour des positions opposées de la manivelle seront :

$$Mt - e \qquad M't' - e$$

Ces ouvertures sont inégales, sauf pour les positions OM_2 et OM'_2 pour lesquelles l'écart du tiroir est maximum, et l'obliquité de sa bielle nulle.

L'inégalité est d'autant plus grande que la manivelle est plus rapprochée des points morts M_0 M_1; les avances linéaires sont donc fortement affectées par l'obliquité de la barre d'excentrique, de même que les avances angulaires ; la même modification est apportée à l'échappement. En ce qui concerne les positions du piston, l'effet combiné des obliquités des deux bielles est d'augmenter la fraction d'introduction sur la face arrière, et de la diminuer sur la face avant; enfin les périodes de compression sont également modifiées.

Ces inégalités ont sur la distribution des influences diverses, la plus grave est la différence des avances; ainsi, l'avance linéaire à l'admission est augmentée sur la face arrière, elle est diminuée sur la face avant, où elle pourrait même se transformer en retard.

Le principe adopté pour le *réglage du tiroir* est le suivant : on s'attache à rendre les avances linéaires égales sur les deux faces, tant pour l'admission que pour l'échappement (1).

Ce résultat est obtenu en déplaçant le tiroir, par allongement de sa tige, de la quantité ε, qui représente l'erreur due à l'obliquité lorsque la manivelle est au point mort, ce qui revient à donner aux recouvrements pour la lumière d'arrière, les valeurs :

$$e + \varepsilon \qquad i - \varepsilon$$

et à ceux de l'avant :

$$e - \varepsilon \qquad i + \varepsilon$$

Les ouvertures exactes des lumières d'admission sur les deux faces sont représentées, après cette modification, par les segments horizontaux compris entre les arcs marqués de hachures; les ouvertures les plus grandes ne sont donc plus égales, celle de la face arrière étant diminuée de ε, tandis que celle de l'avant est augmentée de la même

1. Pour une machine existante, on amène successivement la manivelle à chacun des points morts, et on agit sur les écrous de la tige du tiroir jusqu'à ce que les avances soient égales. Le réglage doit être vérifié de temps en temps, il tend à s'altérer par l'usure des articulations.

quantité, mais cette inégalité n'a pour effet que de modifier un peu la vitesse de la vapeur au moment de l'ouverture maximum. La même observation s'appliquerait à l'échappement. L'inégalité des fractions d'admission entre les deux faces est aussi corrigée, quoique dans une mesure assez légère, la cause la plus importante de cette inégalité étant l'obliquité de la bielle motrice.

Le diagramme en trait plein, (fig. 107) se rapporte à une machine dans laquelle les obliquités seraient nulles, il est le même pour les deux faces ; les diagrammes en trait pointillé seraient obtenus en tenant compte des obliquités, la distribution étant réglée comme il vient d'être expliqué. Pour obtenir les diagrammes des travaux pour chaque course (et non plus sur chaque face), il faut combiner la course directe de la face arrière avec la course rétrograde de la face d'avant, et *vice versa*. L'altération des diagrammes, peu sensible dans le cas de la figure, où l'admission est grande, s'accentuerait pour de faibles introductions.

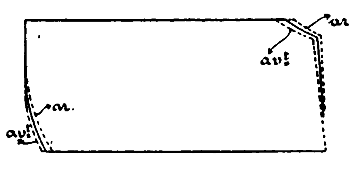


Fig. 107

L'inégalité de la puissance motrice des deux courses est corrigée jusqu'à un certain point par le poids des pièces dans les machines verticales dont le cylindre est en dessous de l'arbre; le contraire a lieu pour le type pilon. Cette observation ne s'applique évidemment qu'aux machines à simple tiroir.

71. — *Procédé de* M. *Dubost* (1). — Ce procédé permet d'obtenir les déplacements exacts du piston pour une position de la manivelle, ou *vice versa*, sans tracer aucune circonférence de grand rayon, M. Massau

1. *Annales de l'Académie des Sciences de Paris* (3 oct. 1888). *M. Massau* a généralisé le procédé de M. Dubost (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XIX, p. 216).

Divers procédés ont été imaginés pour tenir compte des obliquités sans tracer des arcs de grand rayon ; nous citerons notamment ceux de M. *Marcel Deprez* (Haton de la Goupillière, t. II, p. 121), de M. *Banneux* (*Annales des Travaux publics de Belgique*), de M. *Isidore Claeys* (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XII, *Bulletin* de la même Association, 1888-89, n° 8); M. *Léauté* (*Génie civil*, t. XII, p. 108) a traduit en épure polaire approximative le diagramme de M. Claeys. Ainsi que le fait remarquer M. *Massau* (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XIV), le procédé de M. Claeys revient à tracer les arcs à échelle réduite). M. Massau a fait récemment connaître un procédé basé sur le développement en série de l'expression de l'écart; chacun des termes de la série représente l'écart qui serait produit par une petite manivelle, tournant plus vite que la manivelle principale, toutes ces manivelles étant considérées avec des bielles infinies.

a donné de cette méthode la démonstration ci-dessous, basée sur la géométrie élémentaire.

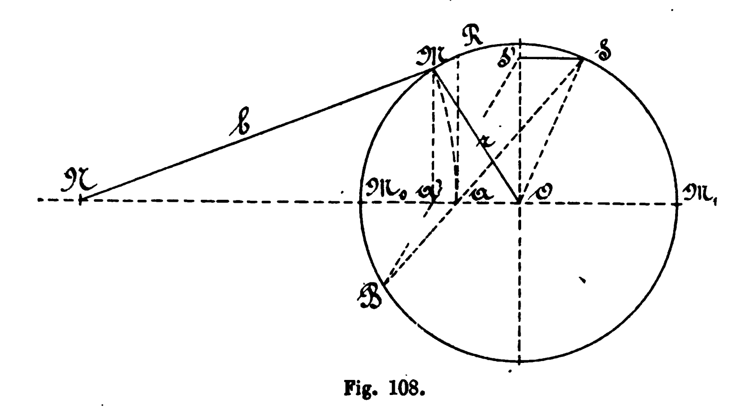


Fig. 108.

Le déplacement exact du piston correspondant à l'arc M_0 M décrit par la manivelle est M_0 A (fig. 108), MA étant l'arc décrit du pied de la bielle comme centre; le point A' s'obtient facilement, la construction permet de trouver A'A, que nous désignerons par u. Soit b la longueur de la bielle, r le rayon de la manivelle, on a :

$$b^2 = r^2 + (b + \mathrm{O\,A})^2 - 2\,\mathrm{O\,A'}\,(b + \mathrm{O\,A})$$

En remplaçant OA' par OA $+ u$, et posant :

$$\frac{r^2}{b} = r' \qquad \text{ou } \frac{r^2}{r'} = b$$

L'égalité devient, après transformation :

$$2u\,(\mathrm{O\,A} + b) = r^2 - \overline{\mathrm{O\,A}}^2$$

d'où :

$$u = \frac{r^2 - \overline{\mathrm{O\,A}}^2}{2\,(\mathrm{O\,A} + b)}$$

en divisant par r' et éliminant b, il vient :

$$\frac{u}{r'} = \frac{r^2 - \overline{\mathrm{O\,A}}^2}{2r'\;\mathrm{O\,A} + 2\,r^2}$$

ou :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{r^2 - \overline{\mathrm{O\,A}}^2}{2\,r'\;\mathrm{O\,A} + r^2 + \overline{\mathrm{O\,A}}^2}$$

Elevons la perpendiculaire AR à la direction $M_0 M_1$, menons S'S parallèle à M_0M_1 et égal à r', le point S étant sur la circonférence et le point S' sur le diamètre perpendiculaire à $M_0 M_1$. On a :

$$r^2 - \overline{OA}^2 = \overline{AR}^2$$

et, dans le triangle OSA :

$$\overline{AS}^2 = \overline{OA}^2 + r'^2 + 2 r' OA$$

ce qui donne :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{\overline{AR}^2}{\overline{AS}^2}$$

Prolongeant SA jusqu'à la circonférence au point B, et remarquant que :

$$AR^2 = AS \times AB$$

il vient :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{AB}{AS}$$

ou :

$$\frac{u}{r'} = \frac{AB}{BS}$$

Les points B, A', S' sont donc en ligne droite.

La construction qui donne le point A est donc la suivante : ayant calculé ou construit la valeur :

$$r' = \frac{r^2}{b}$$

on la porte en S'S, on joint S'A' qu'on prolonge jusqu'en B'; on joint BS, qui donne le point A.

72. — *Epure elliptique.* — En portant en abscisses les déplacements du piston, et en ordonnées ceux du tiroir relevés sur l'épure circulaire approchée ou exacte (fig. 105 ou 106), on obtient une ellipse parfaite ou l'ellipse approchée des figures 109 ou 110 respectivement; les écarts du tiroir se compteront à partir de la ligne médiane XX, les recouvrements extérieurs seront portés en e' et e'' pour les faces d'arrière et d'avant, les recouvrements intérieurs en i' et i'' pour ces mêmes faces ; si le tiroir est réglé (70) les avances linéaires seront égales.

Connaissant les dimensions du tiroir et de la glace, l'épure permet de régler le tiroir, car on a :

$$e' + e'' = AA' - CC'$$

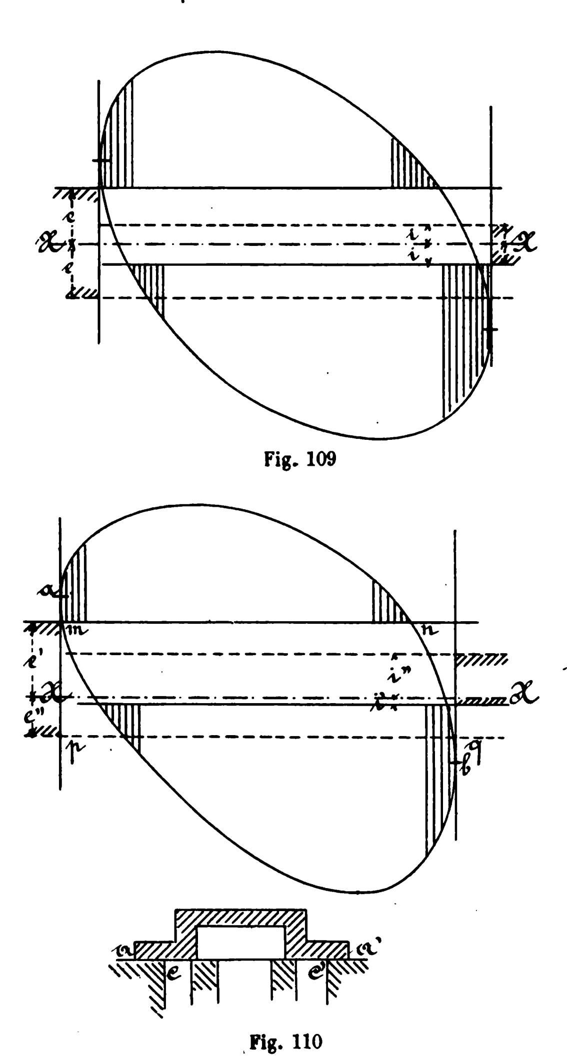


Fig. 109

Fig. 110

Il est facile de tracer sur l'épure les deux parallèles *mn*, *pq*, distantes l'une de l'autre de $e' + e''$, de manière à ce que les avances *ma*, *qb*, soient égales. L'épure elliptique est plutôt employée pour le contrôle

des éléments trouvés que pour une première étude, il en est de même de l'épure sinusoïdale.

73. — *Epure sinusoïdale.* — On porte en abscisses à une échelle quelconque les arcs décrits par le bouton de manivelle, et en ordonnées les chemins décrits par le piston d'une part, par le tiroir d'autre part, depuis leur position arrière. On obtient ainsi deux sinusoïdes (fig. 111),

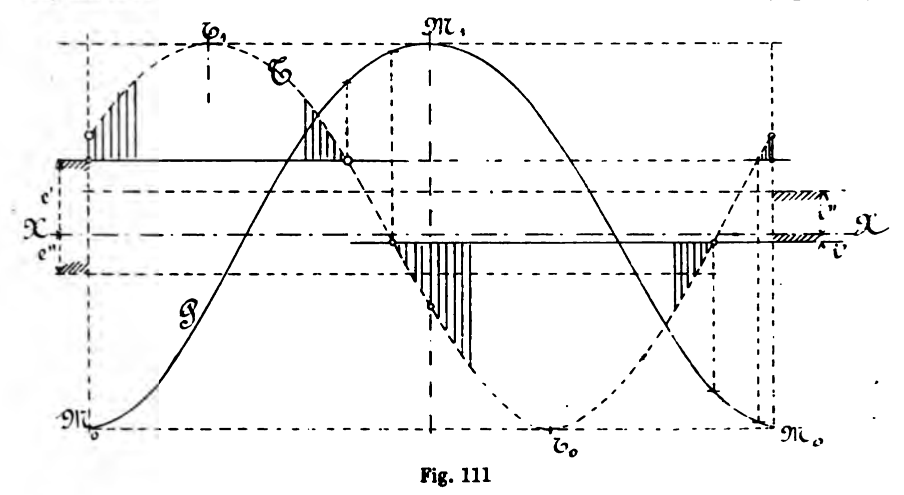


Fig. 111

déformées par les obliquités, marquées P et T. Les échelles des ordonnées peuvent être choisies de telle manière que les courses du piston et du tiroir soient représentées par la même longueur, mais les deux courbes ne seront pas identiques. Les sommets T_1, M_1, seront distants d'un arc égal à celui qui mesure l'angle de calage, car lorsque le tiroir arrive au point mort d'avant, la manivelle a encore à parcourir l'angle de calage avant d'arriver à son point mort.

Les recouvrements se tracent par rapport à la ligne médiane XX comme pour l'épure elliptique, les ouvertures d'admission et d'échappement pour la face d'arrière sont marquées par des hachures, les positions correspondantes du piston sont reportées sur la courbe P, etc.

Lorsqu'on modifie l'angle de calage, la courbe T ne change pas de forme, mais elle se déplace horizontalement, ce qui permet de suivre les changements apportés à la distribution en traçant cette courbe sur papier calque, et en la faisant glisser d'une quantité correspondant à la modification de l'angle de calage.

Cette épure peut servir, comme la précédente, à déterminer le réglage du tiroir.

74. — *Diagramme polaire de Zeuner* [1]. — Prenons l'épure circulaire tracée en négligeant l'obliquité de la barre d'excentrique (fig. 112), l'écart *ot* peut s'obtenir en projetant le point fixe T_1 sur la direction OM de la manivelle, l'égalité des deux triangles rectangles $ot'T_1$, OMt, donne, en effet :

$$Ot' = Ot$$

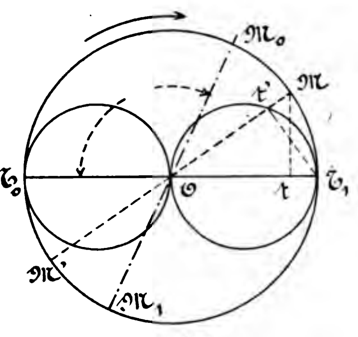


Fig. 112

Pour obtenir le point t', il suffit de décrire une circonférence sur OT_1 comme diamètre, les rayons vecteurs interceptés dans cette circonférence par la manivelle donnent les écarts du tiroir vers l'avant, à partir de sa position moyenne. Lorsque la manivelle doit être prolongée pour rencontrer la circonférence, (position OM') l'écart du tiroir est vers l'arrière. On peut du reste éviter ce prolongement en traçant sur OT_0 une deuxième circonférence opposée à la première.

Il n'y a aucune raison dans le diagramme de Zeuner, de donner à M_0M_1 une position inclinée, on placera donc M_0M_1 suivant le trajet du piston, comme dans la figure 113. Pour tracer le diagramme, on mène la ligne M_0M_1, qui représente le diamètre du cercle décrit par le bouton de la manivelle, on porte l'angle de calage α en sens contraire de celui qui est réalisé dans la machine, on obtient ainsi la ligne T_1T_0 sur laquelle on trace les cercles OT_1 et OT_0 relatifs aux écarts d'avant et d'arrière, respectivement.

Pour compléter l'épure de manière à ce qu'elle donne les ouvertures des lumières, on retranche des rayons vecteurs les recouvrements *e* et *i* en traçant les deux petites circonférences concentriques indiquées sur la figure. Les phases de la distribution sont, pour la face arrière du piston :

1. On peut établir ce diagramme directement. Il a été exposé avec toutes ses applications dans le *Traité des distributions par tiroirs*, traduit par Debize et Mérijot; il a paru plusieurs éditions allemandes du remarquable ouvrage de Zeuner.

Position O 1 de la manivelle :	**ouverture de la lumière d'admission.**
Angle 1 O M_0 :	**avance angulaire à l'admission.**
Longueur *a* :	**avance linéaire à l'admission.**
Position O T_1 :	**ouverture maximum de l'admission.**
Position O 2 :	**fermeture de l'admission.**
Angle 2 O 3 :	**détente.**
Position O 3 :	**ouverture de l'échappement.**
Angle 3 O M_1 :	**avance angulaire à l'échappement.**
Longueur *b* :	**avance linéaire à l'échappement.**
Position O T_0 :	**ouverture maximum de l'échappement.**
Position O 4 :	**fermeture de l'échappement.**
Angle 4 O 1 :	**compression.**

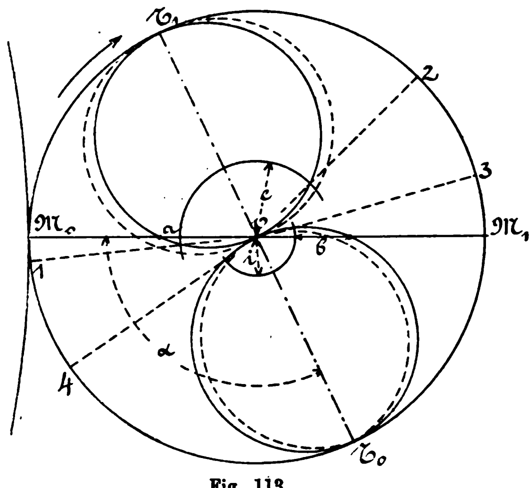


Fig. 113

Les positions correspondantes du piston peuvent s'obtenir par projection sur le diamètre M_0M_1, si l'on néglige l'obliquité de la bielle motrice, ou en se servant de l'arc passant par M_0, si on veut en tenir compte.

On peut porter aussi, suivant les rayons vecteurs, les déplacements corrigés du tiroir, on obtient alors au lieu des cercles T_1 et T_0, les courbes pointillées.

Enfin, rien n'empêche d'adopter pour les écarts du piston le même mode de représentation que pour le tiroir, l'épure se complèterait alors par deux cercles tracés sur OM_0 et OM_1 comme diamètres. Ces modifications et corrections ne sont pas employées, le diagramme de Zeuner est, comme l'épure circulaire, un excellent moyen d'étude approximative,

que l'on complète, s'il en est besoin, par l'épure elliptique, et qui permet de résoudre les mêmes questions (n° 66).

Lorsque l'on emploie l'épure pour déterminer le recouvrement intérieur en fonction des positions que l'on assigne à la manivelle, soit pour l'ouverture, soit pour la fermeture, ce recouvrement n'est pas donné avec toute la précision voulue, le cercle et la manivelle se coupant sous un angle très aigu.

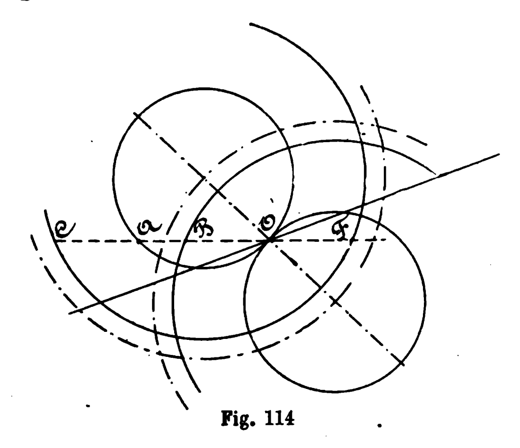


Fig. 114

On résout cette difficulté en agrandissant d'une même quantité les rayons des cercles polaires, tout en conservant leurs centres (fig. 114); on peut démontrer que :

$$BC = OA$$

Car, prolongeons CO jusqu'en F ; par raison de symétrie, on trouve :

$$OF = CA$$
$$OF = OB$$

donc :

$$OB = CA$$

et, en ajoutant de part et d'autre la longueur AB, on démontre la propriété énoncée.

On fait ordinairement passer les circonférences par les centres des cercles de Zeuner, on obtient alors les cercles de *Boire*. Le recouvrement intérieur se mesure entre les cercles ainsi agrandis, avec lesquels il donne des intersections plus précises.

75. — ***Diagramme de Thalmeyer*** (1). — On peut déduire ce diagramme de celui de Zeuner. Menons (fig. 115) la perpendiculaire OA au diamètre OT_1 ; joignons T_1M, T_1N, T_1P, menons ON et OP, et prolongeons ces lignes ;

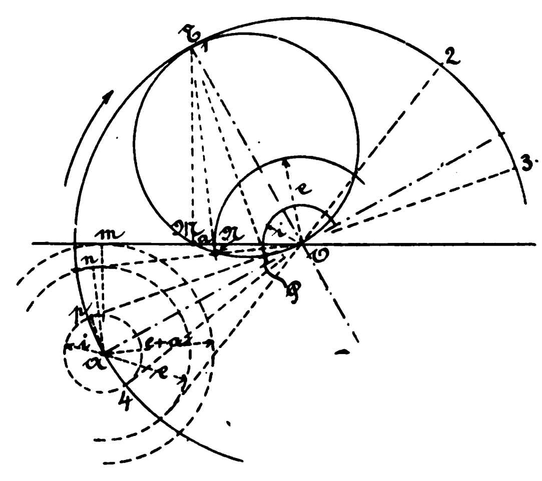


Fig. 115

abaissons de A les perpendiculaires A*m*, A*n*, A*p*, à ces directions; les sommets *m*, *n*, *p* sont sur la circonférence décrite sur OA comme diamètre, les triangles AO*m*, A*on*, A*op* sont respectivement égaux aux triangles T_1 OM, etc., comme ayant les côtés perpendiculaires l'un à l'autre, et l'hypothénuse égale. Donc, si on désigne par *a* l'avance linéaire à l'admission :

$$Am = OM = e + a$$
$$An = ON = e$$
$$Ap = OP = i$$

Ces relations étant établies, si l'on veut tracer l'épure, on prendra $mA = e + a$, on décrira autour de A comme centre, les circonférences ayant pour rayons : $e + a$, e, i, les tangentes menées du point O à ces circonférences délimiteront les phases de la distribution.

1. M. Thalmeyer a résolu au moyen de son diagramme, imaginé en 1877, de nombreux problèmes. *Engineering*, 1888, 1er sem., p. 47, 48, 162, 261, 586, 613; 2e sem., p. 57, 180, 380; 1889, 1er sem., p. 263.

76. — ***Dianomégraphe de Pichault*** [1]. — Depuis l'origine des distributions par tiroirs, on a réalisé au moyen de tringles en bois et de manivelles de rayon variable, des instruments qui permettent d'obtenir comme sur la machine elle-même, les déplacements du tiroir et les phases qui en résultent pour la distribution. M. Pichault a complété ces instruments en leur faisant tracer automatiquement le diagramme polaire corrigé de la distribution, et leur a donné le nom *dianomégraphes*; ils sont surtout utiles pour les distributions par coulisses, qui sont affectées par de nombreuses perturbations.

Nous ne ferons qu'exposer ici le principe de l'ingénieux appareil de M. Pichault.

On construit, au moyen de tringles en bois à longueur facilement réglable, le modèle de la distribution. Ainsi, dans la figure 116, OM représente la manivelle, OE le rayon d'excentricité, ET la barre d'excentrique; cette tige est prolongée par un bras B, de longueur réglable,

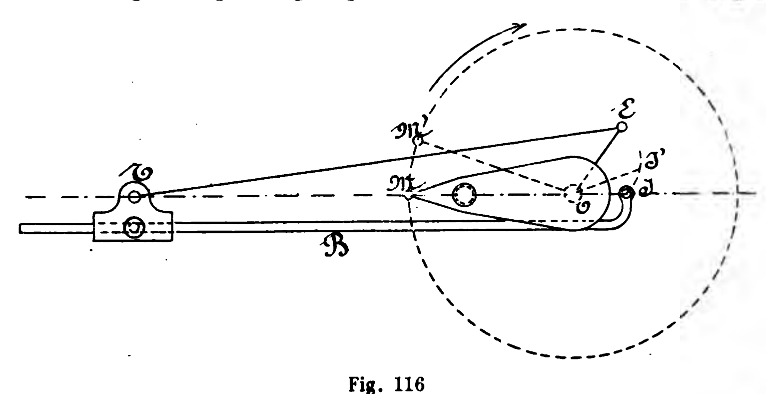


Fig. 116

qui se termine par l'index I muni d'un traceur. Si l'on place un disque en papier sur la manivelle, et si l'on imprime à celle-ci une rotation autour de O, le traceur marque sur le papier la trajectoire du point I, relativement à ce disque.

Cette trajectoire est une courbe dont les rayons vecteurs OI représentent les écarts du tiroir, augmentés ou diminués d'une quantité constante, suivant la longueur donnée à la tringle B.

1. *Dianomégraphe, appareils de distribution par tiroirs*, etc., par *S. Pichault*, Paris, E. Bernard et Cie, 1886.
Il existe d'autres instruments du même genre, voir notamment l'appareil de *Coste* pour étudier les distributions commandées par excentriques, *14e Congrès des Ingénieurs en Chef*, p. 41.

Ainsi, en supposant que cette tringle soit réglée convenablement, la courbe tracée ne serait autre que l'épure polaire de Zeuner corrigée ; Il faudrait seulement avoir soin de la lire en sens contraire du mouvement de rotation de la manivelle véritable, car lorsque la manivelle parcourt l'angle MOM', la direction OI' vient coïncider avec le rayon fixe OI, c'est-à-dire que le traceur décrit sur le papier la courbe II'.

Il est inutile de régler la longueur du bras B, car on peut aussi bien opérer sur un diagramme polaire dont tous les rayons sont augmentés ou diminués, mais après avoir tracé le diagramme, on désarticule la bielle TE, et on amène le bras dans une position fixe de manière à décrire un cercle de repère qui partage en deux parties égales la différence entre l'écart maximum et l'écart minimum; on peut décrire des cercles concentriques distants du premier des recouvrements. L'usage de ce diagramme est facile à trouver, sans qu'il soit nécessaire d'insister davantage.

77. — *Caractère de la distribution par tiroir simple.* — Toutes les distributions commandées par un seul excentrique à renvoi de mouvement direct possèdent un caractère commun dérivé de ce mouvement, et non de la nature du distributeur, car ces distributions se déduisent d'épures identiques, à part les modifications éventuelles dues à des obliquités qui n'ont qu'une influence secondaire.

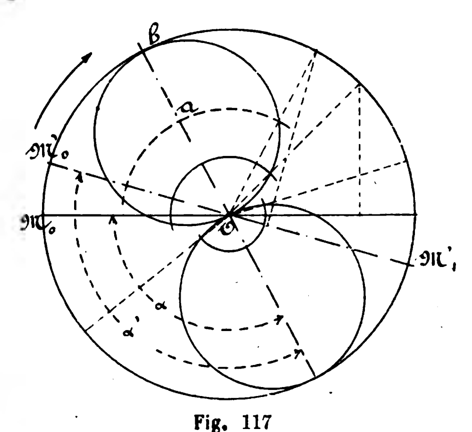


Fig. 117

L'introduction que l'on réalise par le tiroir simple est toujours assez grande, elle ne pourrait être diminuée que par l'augmentation du recouvrement extérieur (fig. 117), ce qui aurait pour effet d'altérer l'avance

à l'admission et même de la transformer en retard. Pour la conserver, il faut donc en même temps augmenter l'angle de calage; on peut le faire sans modifier les cercles polaires, mais en rapportant les déplacements du piston au diamètre $M'_0M'_1$, au lieu de M_0M_1, l'angle de calage étant augmenté de $M_0OM'_0$.

Il est facile de voir que l'effet simultané de ces deux changements (augmentation du recouvrement et de l'angle de calage) est d'augmenter les avances à l'échappement et la compression.

Il est vrai qu'on pourrait modifier aussi le recouvrement intérieur, mais en l'augmentant, on augmenterait encore la compression, en la diminuant, on augmenterait l'avance à l'échappement.

Les machines à grand espace nuisible (locomotives, petits moteurs fixes, machines marines) s'accommodent d'une forte compression, et on y réalise par le tiroir des introductions qui descendent jusqu'à 0,25, mais pour les cas ordinaires, on ne devra pas compter avec le tiroir simple, sur une introduction inférieure à 0,6 de la course.

78.— ***Tiroirs de Trick ou Allan, tiroirs à doubles passages pour l'introduction et l'échappement.*** — Le tiroir à canal de *Trick* ou d'*Allan* (fig. 118) trouve son utilité pour les introductions faibles, on remarque,

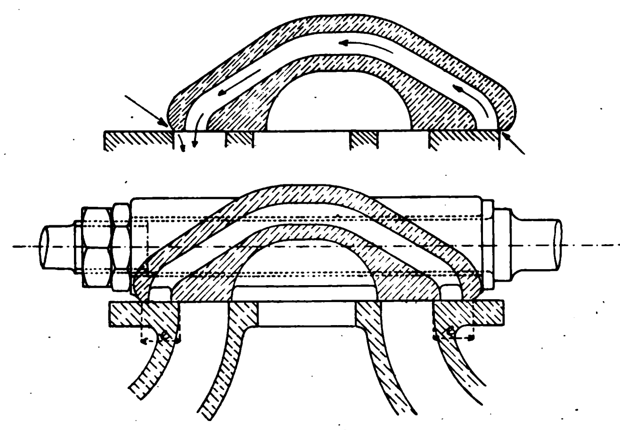


Fig. 118

en effet, sur l'épure (fig. 117) que le passage ab devient d'autant plus petit, toutes choses égales d'ailleurs, que le recouvrement extérieur est plus grand. Le tiroir à canal double l'ouverture de l'admission jusqu'au moment où le canal découvre entièrement la glace ; à partir de ce mo-

ment, l'ouverture de l'admission est simplement augmentée de la largeur constante du canal, etc. ; il est facile de modifier l'épure pour tenir compte de cette circonstance.

Le même résultat pourrait du reste s'obtenir au moyen du tiroir ordinaire, mais en augmentant la course et la largeur de la lumière, inconvénients que le tiroir de Trick a pour but d'éviter. Ce tiroir est d'un usage fréquent dans les locomotives et les machines marines [1].

Pour les grands tiroirs des machines marines, on adopte souvent des lumières doubles (fig. 119-120) ; le tiroir est conçu de manière à doubler

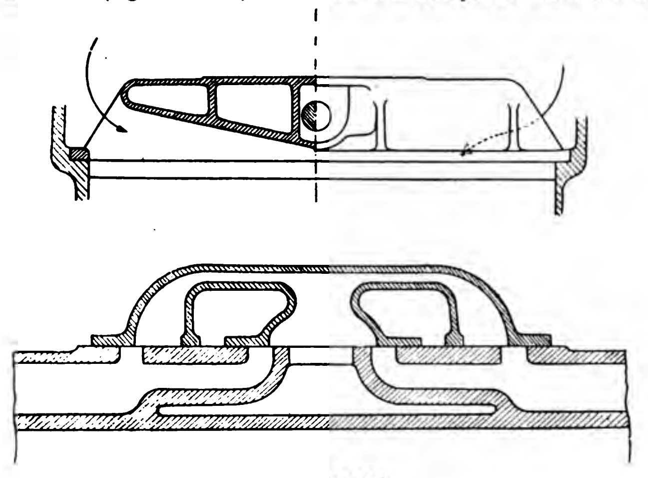


Fig. 119-120

les passages, tant pour l'echappement que pour l'admission. On tient facilement compte de cette circonstance sur l'épure ; on remarquera, du reste, que la grandeur absolue des ouvertures est seule modifiée, mais non les positions d'ouverture et de fermeture.

79. — ***Diverses modifications du distributeur et de ses renvois*** [2].

1°) ***L'axe de la tige du tiroir n'est pas parallèle à celui de la tige du piston.*** — Ce cas se présente surtout dans les locomotives, les points morts

1. Le tiroir déjà ancien de *Hanrez* permettait d'arriver au même résultat d'une manière plus compliquée. (*Haton de la Goupillère*, t. II, p. 141).

2. Nous n'examinons que quelques cas généraux. Bien des distributions en apparence d'une grande complication cinématique se ramènent au simple tiroir, telle est, par exemple, la distribution des machines à cylindre oscillant, il serait impossible de les examiner toutes. Il existe d'ailleurs des traités spéciaux sur les distributions, mais on trouvera plus simple en général de construire soi-même les épures en partant de la théorie du tiroir simple que de suivre les auteurs dans leurs systèmes de notations forcément compliqués.

ne coïncident plus. Cette distribution (figure 121) peut se tirer du cas ordinaire, en supposant qu'on ait fait tourner l'excentrique par rapport à la manivelle de l'angle β; par conséquent, l'épure ne sera pas modifiée, mais elle devra être tracée avec l'angle de calage réel α, diminué de l'angle β que forment les deux tiges.

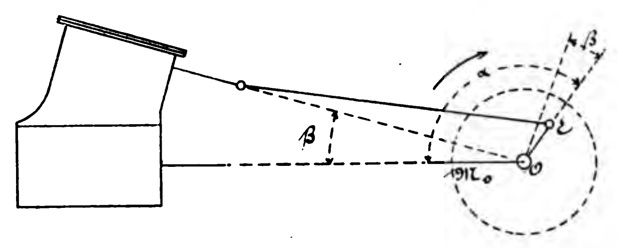


Fig. 121

2°). *Le mouvement de l'excentrique est communiqué au tiroir par un bras* (fig. 122). Le mouvement du tiroir est évidemment le même que s'il était produit par un excentrique fictif OE' ayant pour excentricité :

$$OE \times \frac{OI'}{OI}$$

l'angle de calage n'étant pas modifié.

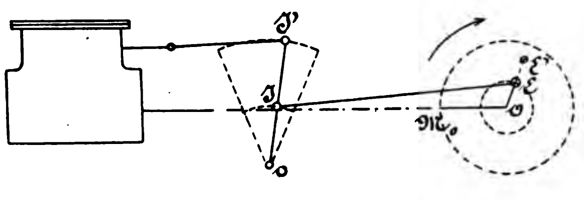


Fig. 122

L'étude sera faite au moyen de cet excentrique fictif, d'où il sera facile de passer à l'excentrique réel.

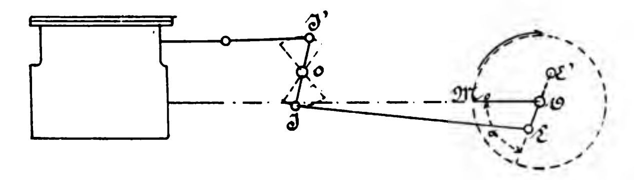


Fig. 123

3°) L*e centre de rotation du bras est entre les points* I, I' (fig. 123). —

L'effet du bras est ici de changer le signe des écarts, l'excentricité fictive sera :

$$OE' = OE \times \frac{OI'}{OI}$$

L'angle de calage fictif sera :

$$\alpha' = 180^\circ - \alpha$$

α étant l'angle de calage réel.

4°) *Le mouvement est renvoyé au tiroir par un bras coudé* (fig. 124). — Ce cas revient au 3°), mais les rayons OI, OI' du bras devront faire l'angle β.

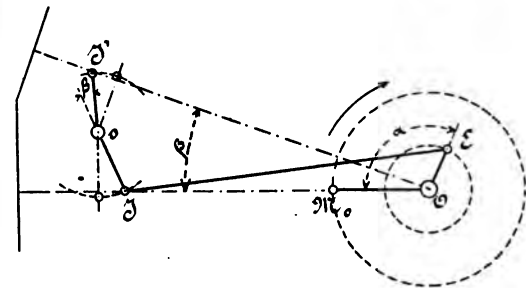


Fig. 124

5°) *Renvoi par engrenages.* — Les roues devront toujours avoir des rayons égaux (fig. 125), mais l'angle de calage devra être porté sur l'arbre auxiliaire Q' en sens contraire du mouvement de l'arbre principal.

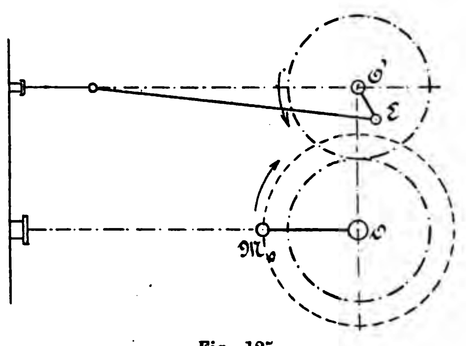


Fig. 125

6°) *Distribution par quatre obturateurs.* — Les quatre plaques seront commandées par un seul excentrique, mais il n'y aura rien de changé à

l'étude de la distribution ; il ne sera pas nécessaire ici de donner aux canaux d'admission la largeur λ_2, puisqu'ils ne doivent plus servir à l'échappement ; on réduira ainsi la longueur et le frottement des obturateurs d'admission.

7°) *Distribution par soupapes* (fig. 126). — Ayant choisi les diamètres des soupapes par des raisons de tracé, on déterminera leur levée de manière à réaliser les mêmes passages que pour un tiroir ; on adoptera pour les commander des bras l_a, l_e choisis de manière à réaliser ces levées avec une inclinaison déterminée de ces bras ; on en déduira la course de l'extrémité A du levier L, et, par conséquent, le rayon d'excentricité. L'étude se fera au moyen d'une épure identique à celle du tiroir, les recouvrements *e*, *i* seront représentés par le jeu vertical compris entre les leviers de commande dans leur position moyenne et les chapes des tiges (fig. 127).

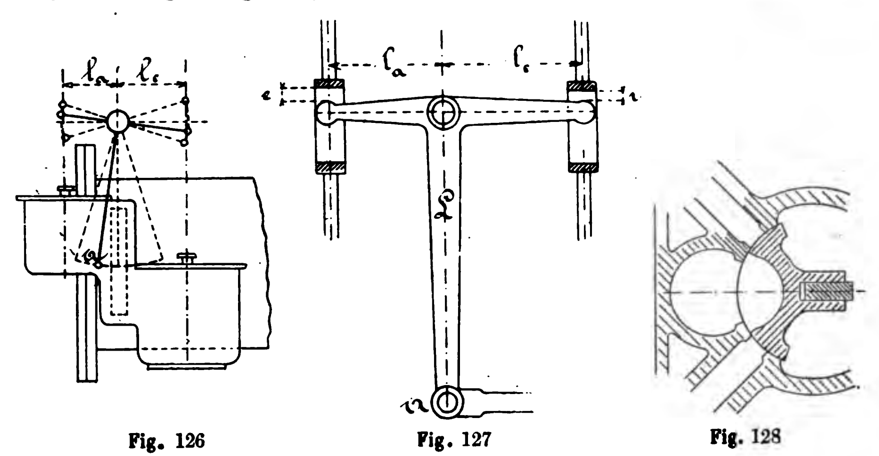


Fig. 126 Fig. 127 Fig. 128

8°). *Tiroir oscillant* (fig. 128). — L'épure approximative s'adapte facilement à ce tiroir ; si on veut tenir compte des obliquités, la méthode des *gabarits* de MM. *Coste* et *Maniquet* pourra être utile (n° 60, note) (1).

9°) *Tiroir cylindrique*. — Il y a deux variétés de tiroirs cylindriques ; celle dans laquelle l'admission se fait par les arêtes extérieures (fig. 129), ne diffère pas du tiroir à coquille, et son épure est identique. Dans l'autre variété (fig. 130), l'admission a lieu par les arêtes intérieures ; on reconnaîtra facilement que pour produire la même distribution qu'avec

1. Le tiroir peut être à canal comme celui de Trick (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 567).

le tiroir à coquille, il faut que les écarts soient égaux et de signe contraire à ce qu'ils seraient pour celui-ci, ce qu'on obtiendra en calant

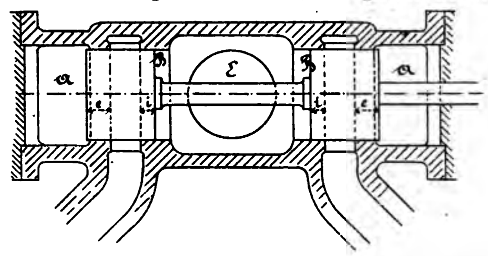


Fig. 129

l'excentrique dans la position OE' (fig. 131), mais l'épure devra être

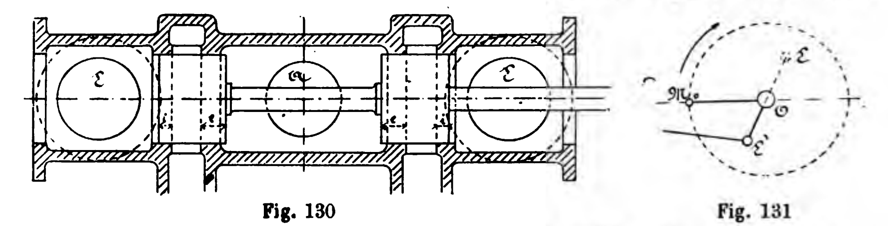


Fig. 130 Fig. 131

tracée comme pour un tiroir ordinaire conduit par l'excentrique O E.

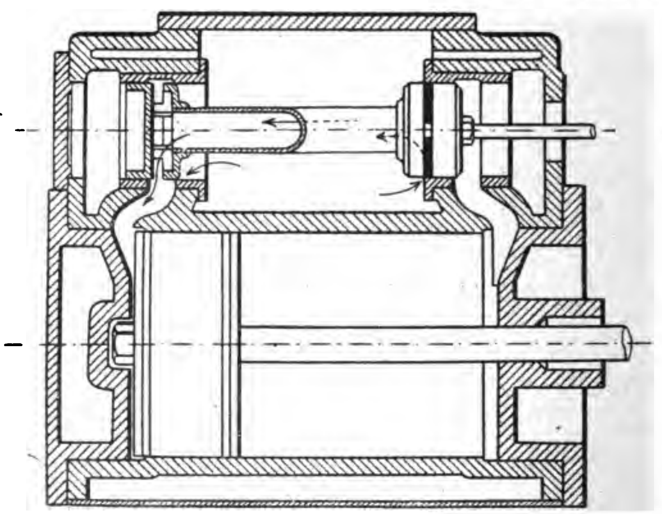


Fig. 132.

Le tiroir cylindrique peut aussi être fait à double entrée pour l'admission, il est alors l'équivalent du tiroir à canal (tiroir de *Thom*,

d'*Armington* et *Sims*, etc. (fig. 132) (*Engineering*, 1886 1er sem. p. 542).

On a fait usage dans la marine des États-Unis d'un tiroir cylindrique qui donne simple passage pour l'introduction et double passage pour l'échappement (*Zeitschrift V. D. I.* 1894. p. 1528).

10°). *Machines de Willans.* — Le tiroir est cylindrique, mais la tige du piston, qui est creuse, sert de glace, et elle participe aux déplacements

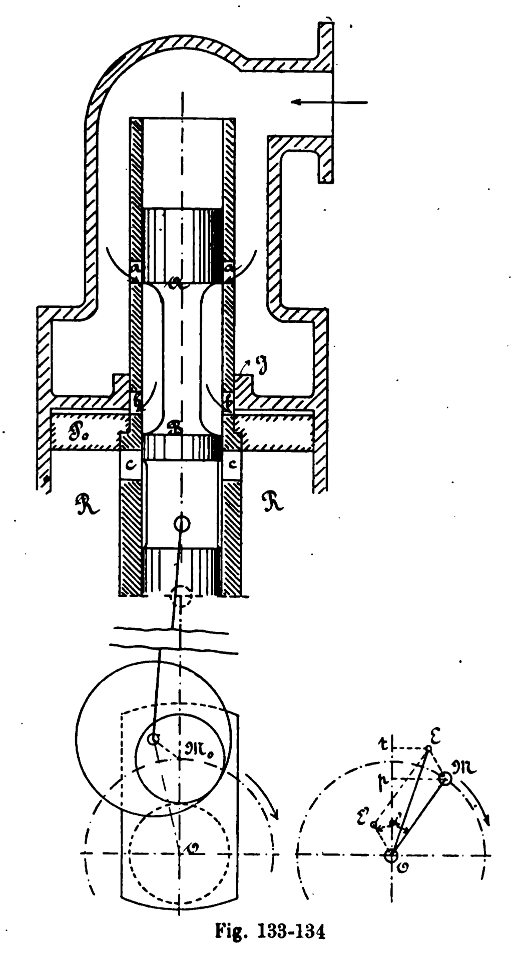


Fig. 133-134

du piston. La figure 133 représente schématiquement la distribution de l'un des cylindres de ces machines, les cylindres et les distributeurs sont superposés sur le même axe, il suffira de considérer l'un des éléments.

La manivelle motrice OM_0 est représentée au point mort supérieur, le piston est en P_0, sa tige creuse présente pour chaque cylindre trois lumières *a*, *b*, *c* ; la lumière *b* est toujours découverte, car il faut remarquer que la tige est représentée dans sa position la plus élevée ; l'introduction se fait par la lumière *a*, suivant le trajet marqué par les flèches ; l'arête A ouvre l'introduction avec l'avance nécessaire, comme dans le tiroir cylindrique du 9°, l'arête B joue le même rôle que celle désignée par la même lettre dans la figure 129, mais la position du receiver R exige qu'elle se meuve sur la lumière *c* ; cette arête règle donc l'ouverture et la fermeture de l'échappement. La distribution pourrait fonctionner avec ces seuls éléments, mais elle produirait, comme toutes les distributions à simple tiroir, une introduction assez grande. Dans la machine Willans, la lumière *a* vient se fermer d'elle-même en s'éclipsant à l'intérieur de la garniture *g* qui est fixe, cette fermeture a lieu avant celle de la lumière *a* par l'arête A (1).

A part cette fermeture anticipée, la distribution qui nous occupe est une simple distribution par tiroir, la seule différence dont il y ait lieu de se préoccuper est que la glace est mobile, les écarts qui devront entrer en ligne de compte ne sont pas ceux qui résultent du déplacement absolu du tiroir, mais de son déplacement *relatif* par rapport au piston.

Soit, pour une position quelconque OM de la manivelle (fig. 134), OE la position du rayon d'excentricité ; les écarts sont O*t* et O*p* respectivement pour le tiroir et le piston ; l'écart relatif est *tp*, et il est situé vers le haut (ou vers l'arrière, s'il s'agissait d'une machine horizontale comme précédemment) ; mais *tp* est la projection de EM, longueur constante et qui tourne du même angle que l'arbre, puisque le triangle MOE est entraîné par cette rotation.

La distribution est donc la même que si le tiroir se déplaçait sur une glace fixe, et était commandé par l'excentrique fictif OE' égal et parallèle à ME, ayant, par rapport à la manivelle l'angle de calage α'.

Pour réaliser l'excentrique de centre E, il n'est pas nécessaire de faire usage d'un plateau calé sur l'arbre ; ce plateau devrait être très grand et entraînerait un travail important de frottement ; il fait donc partie du coude (fig. 27) ; il suffit qu'il ait un rayon assez grand pour embrasser le tourillon de la bielle. Pour la symétrie des efforts, la tête de bielle est dédoublée, et l'excentrique est au milieu du tourillon.

1. Le principe qui consiste à rendre la glace mobile et à profiter de cette mobilité pour fermer l'introduction est fort ancien, mais il a été réalisé avec une glace commandée par excentrique.

§ III

DISTRIBUTIONS PAR TIROIRS COMPOSÉS AVEC CLOISON FIXE.

Ces distributions ont été imaginées dans le but de produire des admissions plus courtes que par le tiroir, et pouvant même s'annuler au besoin; cette dernière condition doit être remplie surtout dans les machines à détente variable par le régulateur, puisque celui-ci doit pouvoir empêcher la machine de s'emporter lorsque le travail résistant est supprimé accidentellement.

80. — *Dispositif attribué à Saulnier, Gonzenbach,* etc. — Rien n'est changé au tiroir principal T (fig. 135), mais la chapelle est divisée en

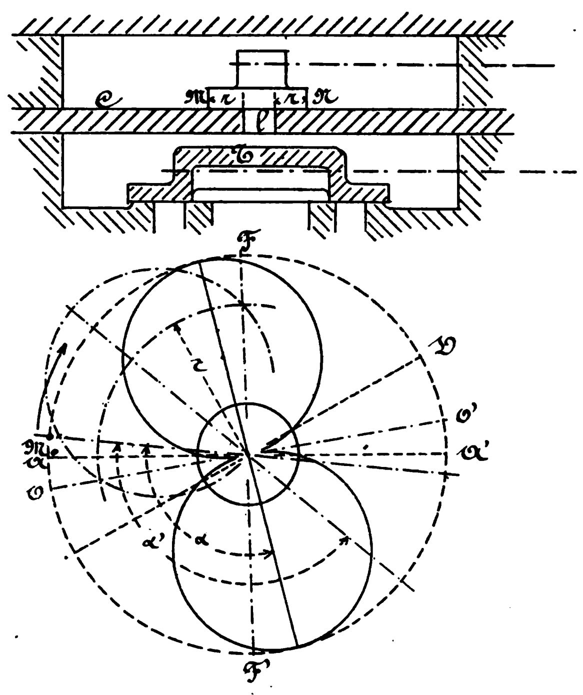


Fig. 135 — Fig. 136

deux par une cloison fixe C, percée d'une lumière *l*, sur laquelle se meut un tasseau ou tuile de détente commandé par un excentrique spé-

cial; ce tasseau découvre la lumière en temps voulu pour produire l'introduction, dont l'ouverture précise est toujours réglée par le tiroir principal, de même que l'ouverture et la fermeture de l'échappement.

On trace l'épure du tiroir principal (fig. 136) (les phases de l'échappement n'y sont pas indiquées comme ne présentant pas un intérêt nouveau). Sur cette épure, on trace les cercles polaires donnant les écarts du tasseau, en tenant compte de l'angle de calage α' de l'excentrique qui le commande. L'ouverture et la fermeture de la lumière l par l'arête M se produisent en O et F, respectivement; ces positions sont O' et F' pour l'arête N : quelle que soit l'arête qui découvre la lumière l_1, la vapeur est admise dans la chapelle. L'ouverture O' ne peut se produire avant la fermeture D par le tiroir principal; elle ne peut d'ailleurs avoir lieu trop tard, puisqu'elle doit être antérieure au commencement de l'introduction sur la face avant du piston; le point O' doit donc être situé entre D et A'.

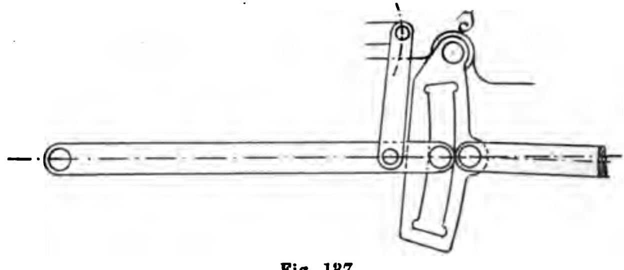


Fig. 137

Les moyens de diminuer l'introduction sont : 1°) diminuer la course du tasseau, ce qui peut se faire par un renvoi à coulisse (fig. 137), celle-ci pivotant autour d'un point fixe I; 2°) augmenter l'angle de calage α'; cette dernière disposition doit se traduire par un mécanisme

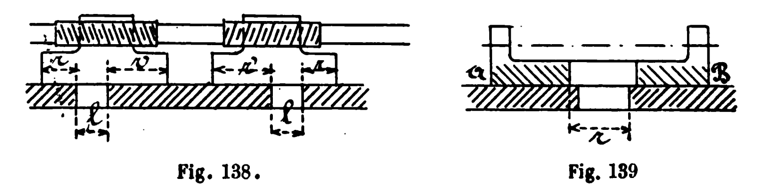


Fig. 138. Fig. 139

qui permette d'agir sur l'angle de calage pendant la marche: elle a été fréquemment employée, mais elle est peu constructive ; 3°) augmenter le recouvrement r, ce qui exige que le tasseau soit décomposé en deux parties (fig. 138); les recouvrements r', qui ne jouent aucun

rôle dans la distribution, doivent être assez grands pour ne jamais découvrir les arêtes intérieures des lumières, qui sont doubles.

Comme modification du système, le tasseau présente quelquefois la forme de la figure 139; l'épure n'est pas changée, mais sur la machine l'angle de calage α' doit être remplacé par $180° - \alpha'$; les recouvrements r sont comptés comme l'indique la figure. Ce dispositif permettrait de faire varier facilement les recouvrements en divisant la tuile en deux parties; les bords A et B ne doivent jamais découvrir.

4°) On peut enfin diminuer l'excentricité et augmenter l'angle de calage de l'excentrique de détente simultanément, et on réalise même ainsi des introductions nulles [1].

81. — *Modification Stévart.* — La barre de l'excentrique de détente est attelée en A (fig. 140) à un patin glissant qui sert de crossette, en même temps qu'il guide le coin C dont la position en hauteur est commandée par le régulateur; (nous pouvons aussi bien supposer, pour ne pas anticiper sur les systèmes automatiques de détente, que cette pièce est réglée à la main et placée à des hauteurs différentes). Le coin C entraîne la tige t du tasseau, par l'intermédiaire du cadre c. Le principe du système est donc d'introduire un jeu variable dans la commande du tasseau; il est facile de voir que ce jeu a le même effet qu'une augmentation de recouvrement. Nous retrouverons le coin en combinaison avec un cadre dans d'autres distributions basées sur des principes différents [2].

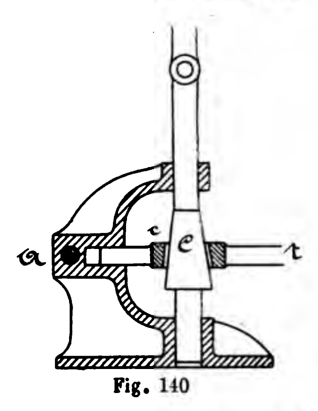


Fig. 140

82. — Les systèmes de détente comportant un obturateur spécial, agissant sur l'entrée de la vapeur dans la boîte de distribution proprement dite, ont un défaut de principe : à partir du moment où l'obturateur se ferme, la vapeur de la chapelle participe à la détente avec la vapeur du cylindre; lorsque le tiroir ferme à son tour la lumière, c'est

1. Cette distribution peut s'employer avec des tiroirs circulaires concentriques : machines des ateliers d'*Oerlikon* (*Engineering*, **1889**, 2e sem., p. 310).

2. M. *Isidore Claeys* a développé le principe de la commande par intermittences, qu'il a étendu aux valves oscillantes du genre Corliss.

la vapeur seule du cylindre qui se détend. Lorsque la lumière du diaphragme est découverte à nouveau pour préparer l'admission suivante, la vapeur de la chapelle doit remonter à la pression de la chaudière; tout l'espace libre compris entre la cloison C et la glace, fonctionne donc comme un espace nuisible, sans compensation possible. On doit s'attacher à rendre cet espace très faible. La même remarque s'applique quel que soit le genre d'obturateur employé pour la détente; de nombreux systèmes ont été réalisés dans lesquels cet obturateur est une soupape à double siège, qui doit alors présenter deux levées par tour; cette soupape est le plus souvent commandée par une came à bosses à profil variable.

83. — *Modification Paxman* (1). — La cloison C est libre dans la chapelle (fig. 141), le dos du tiroir est dressé et elle s'y appuie; cette cloison n'a pas toutefois la liberté de se déplacer longitudinalement, et ses lumières sont en communication avec des canaux *c*, *c*, par lesquels se fait l'admission dans le cylindre lorsque le tiroir principal se trouve dans la position convenable.

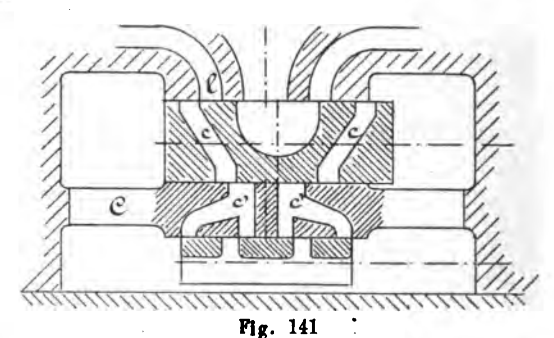


Fig. 141

L'espace nuisible dont il est question au numéro précédent est ici réduit au volume de ces canaux et des lumières bifurquées de la cloison, il n'est donc pas beaucoup plus grand que dans la distribution Meyer (84). Le caractère le plus intéressant du système est le dispositif employé pour rendre variable le calage de l'excentrique de détente, ou plutôt pour réaliser le même effet par une combinaison différente. Ce dispositif n'est du reste qu'une application particulière des principes que *M. Guinotte* a fait connaître depuis longtemps et qui seront exposés plus loin (86).

1. *Engineering 1889*, 1er. sem., p. 177.

La commande de la tuile de détente est faite par deux excentriques E' E'' (fig. 142), ayant des excentricités différentes (dans le rapport de 5 à [illegible]) ; ces deux excentriques commandent les deux extrémités C' C'' d'une

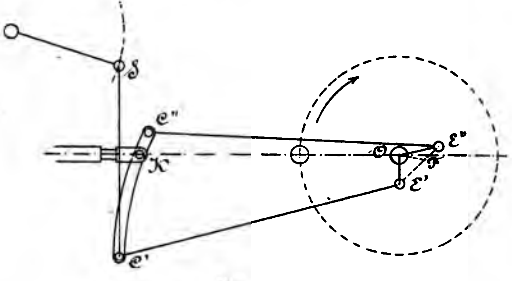


Fig. 142

coulisse suspendue par le point C' à un levier sur lequel agit le régulateur. Pour chaque valeur de l'introduction, le point de suspension S occupe une hauteur différente, et la coulisse commande le coulisseau K qui renvoie le mouvement au tasseau par un point plus ou moins rapproché de l'une ou l'autre de ses extrémités C' ou C''. Les cercles polaires se rap-

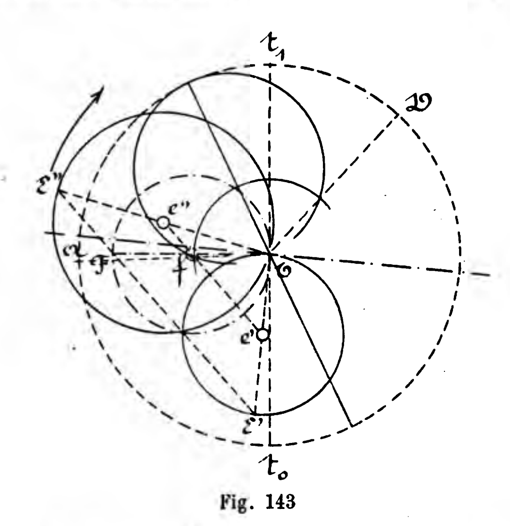


Fig. 143

portant à chacune des positions extrêmes de la coulisse sont OE' et OE'' respectivement (fig. 143); nous démontrerons par la suite que lorsque la coulisse conduit le coulisseau par un point intermédiaire K, il en résulte

pour la tige du tasseau le même mouvement que celui que produirait un excentrique fictif OF, obtenu en prenant :

$$\frac{E''F}{FE'} = \frac{C''K}{KC'}$$

Le cercle polaire correspondant à cet excentrique fictif s'obtient de la même manière, il est en trait pointillé sur l'épuro (fig. 143), et son centre est en f. Il en résulte que, suivant les différentes positions données à la coulisse par le régulateur, le centre f se déplace sur e'' e' depuis e'' jusqu'en e'.

Cela posé, on remarquera que le recouvrement du tasseau est nul dans sa position moyenne, et que la fausse glace C présente des canaux c' en relation avec chacun des canaux c du tiroir, ces canaux étant eux-mêmes séparés par une cloison. Il en résulte qu'il ne saurait y avoir réadmission par la lumière d'arrière l du cylindre lorsque le tasseau découvre le canal c' de l'avant, et *vice versa*.

L'ouverture et la fermeture par le tiroir principal ont lieu invariablement en A et D pour la face arrière, l'ouverture et la fermeture du tasseau pour la face correspondante ont lieu en t_0 et t_1 respectivement pour le cercle F. Le cercle E'' est celui de la plus grande admission, se rapprochant de celle du tiroir, le cercle E' est celui de l'admission nulle, pour lequel le canal c' de la fausse glace n'est découvert que pendant la course rétrograde.

Dans le tracé des glaces, diverses précautions sont à prendre qu'un peu d'attention fera découvrir.

IV.

DISTRIBUTIONS A TIROIRS DIRECTEMENT SUPERPOSÉS.

84. — *Distribution Meyer.* — Ce dispositif est l'un des plus répandus pour les machines à détente variable à la main ; il a été imaginé à Mulhouse en 1842.

Le tiroir principal T (fig. 144), est muni de deux canaux c pour l'intro-

duction, ses éléments sont déterminés comme pour un tiroir simple. Deux tasseaux t glissent sur le dos du tiroir, ils sont commandés par un excentrique spécial, et ils sont montés sur une même tige filetée dans deux sens, de sorte que par un mouvement de rotation de cette tige qui ne change rien à son déplacement rectiligne, on peut rapprocher ou écarter les tasseaux. L'articulation de la tige avec la barre d'excentrique doit être disposée de manière à permettre le mouvement de rotation.

Si l'on suppose que la tige ne tourne pas, les tasseaux sont à écartement constant, et fonctionnent comme une seule plaque.

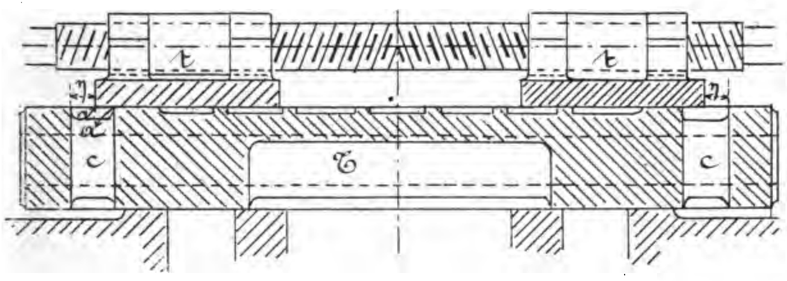


Fig. 144

Pour faire l'épure, remarquons que les tasseaux glissent sur la glace mobile formée par le dos du tiroir, c'est donc le mouvement relatif de ces deux organes qu'il faut étudier, et nous allons établir à cette fin une propriété qui facilite le tracé des épures dans tous les cas analogues. Dans tout ce qui suit, les barres d'excentrique seront supposées infinies, nous savons par quel procédé on tiendrait compte de leur obliquité [1]

Soit (fig. 145), OM la manivelle, OE l'excentrique du tiroir, OE' l'excentrique de détente; le mouvement d'un point quelconque du tiroir est le même que celui de la projection t du centre de l'excentrique sur la direction de la tige, et le mouvement d'un point quelconque des tasseaux est le même que celui de la projection t'; tt' représente donc le retard du tiroir sur le tasseau pour la position considérée ; cette

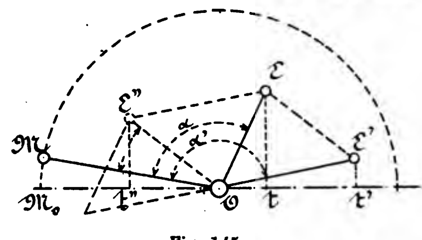


Fig. 145

1. On peut évidemment étudier la distribution Meyer par d'autres procédés, voir, par exemple *Unwin*, *Elements of machine Design*, 12e édition, t. II, et *Zeitschrift des V. D. I*, 1891, p. 297 (méthode de *K. Reinhardt*).

ligne est du reste la projection de la longueur constante EE', qui forme le troisième côté du triangle construit sur les excentriques et qui, par conséquent, tourne comme eux. Menons OE" égal et parallèle à E E', le retard du tiroir sur le tasseau est donné aussi par la projection *ot*"; lorsque cet écart est vers l'avant, le tiroir est en avance sur les tasseaux, et *vice versa*.

Au lieu de considérer simultanément les deux excentriques réels OE, OE' on peut donc se borner, pour trouver le mouvement relatif des deux organes commandés, à prendre les écarts donnés par l'excentrique fictif OE", diagonale du parallélogramme construit sur OE, et sur OE' pris en sens contraire.

Le cercle polaire des écarts relatifs s'obtient sur l'épure (fig. 146) en

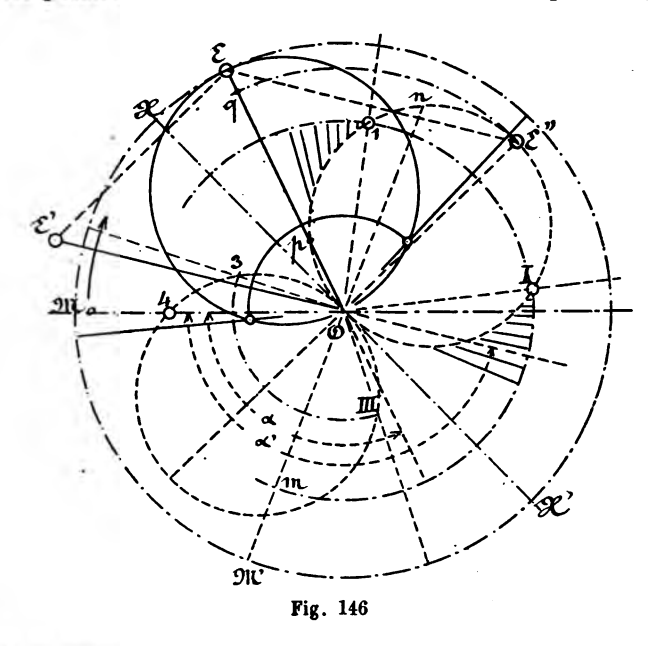


Fig. 146

portant à la manière habituelle les angles de calage α, α' des deux excentriques, ce qui donne les diamètres OE, OE', et en menant OE" parallèle et égal à E'E. Décrivons des cercles sur OE et OE" comme diamètres; le premier est le cercle du tiroir, le second donne le retard du tiroir par rapport aux tasseaux lorsqu'il est coupé par le prolongement de la manivelle; on peut considérer pour plus de facilité le cercle opposé, et conserver OE" pour représenter l'*avance* relative du tiroir.

Pour trouver la position d'ouverture et celle de fermeture du canal c, remarquons qu'elle se produit lorsque le tiroir est en avance sur les tasseaux de la quantité η qui donne le découvrement de la lumière lorsque l'avance relative est nulle; on décrira donc de O, avec η comme rayon, un arc qui coupe le cercle des *avances* relatives en 1 et I; O 1 est la position de la manivelle pour laquelle la fermeture se produit. OI est celle pour laquelle il y a réouverture.

En augmentant η, la fermeture se produit plus tard, la réouverture a lieu plus tôt.

En diminuant η, on diminue l'introduction; pour $\eta = o$, les positions de fermeture et de réouverture sont OX, OX'.

Lorsque l'on rend η négatif, les arêtes A et a pour coïncider, exigent que le tiroir soit en *retard* sur les tasseaux de cette quantité (positions O 3, OIII); on peut réaliser des introductions nulles en rendant η négatif et égal à O 4, et même faire en sorte que l'avance à l'introduction soit supprimée.

Quelques remarques sont nécessaires pour choisir les éléments du système :

1°). Lorsque l'introduction est grande, la réouverture suit de près la fermeture, il importe qu'il n'y ait pas réadmission sur la même face du piston; à cette fin, il suffit de placer la direction OE" de manière à ce qu'elle coïncide avec la position de fermeture par le tiroir principal ou même la prendre un peu au-delà, comme dans la figure. On déterminera en conséquence la grandeur et la direction de OE'.

2°) L'ouverture du canal c est nulle dans la position de réouverture, par exemple pour OI; elle augmente ensuite de toute la quantité dont diminue l'écart relatif, jusque dans la position OX', où cet écart est nul; puis l'écart changeant de signe, augmente l'ouverture, qui, par exemple, pour la position OM', doit être comptée depuis m jusqu'en n; à partir de la position OX, les ouvertures sont marquées par les portions de rayons qui s'annulent au point 1. Lorsque le système doit pouvoir réaliser de grandes introductions ($\eta = \mathrm{OE''}$) il est bon de faire en sorte que, pour l'ouverture maximum du tiroir principal, le canal soit découvert d'une quantité égale à cette ouverture, c'est-à-dire qu'on fera pq égal à $\mathrm{OE} - e$, e étant le recouvrement extérieur du tiroir principal; cette condition détermine la longueur OE", dont on a choisi la direction par la remarque 1°); pq représente la largeur à donner au canal c.

3°). Les tasseaux ne doivent jamais découvrir par leurs arêtes inté-

rieures ; si cette condition est remplie pour l'admission nulle, elle le sera pour toutes les autres ; on prendra donc sur le tiroir, à partir de A (fig. 147), la longueur AB = O4, on aura la position de l'arête B lorsque l'écart relatif est nul ; on portera BB' égal à OE", on trouvera ainsi la position extrême de l'arête B relativement au tiroir ; on choisira l'arête intérieure C de manière à réaliser encore 10 millimètres de recouvrement, on a trouvé ainsi la longueur B' C du tasseau.

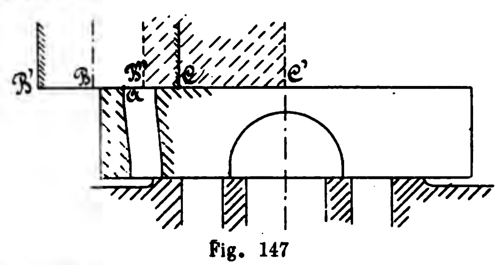


Fig. 147

4°). Il faut que, les tasseaux étant en contact, on réalise la plus grande introduction : on a alors $\eta =$ OE", on prendra donc AB" égal à OE", on tracera le tasseau B" C', dont la longueur a été trouvée au 3°, et on trouvera l'axe du tiroir ; la face inférieure du tiroir principal ayant été tracée comme au n° 67, on achèvera de déterminer le tiroir.

La figure 148 représente le tiroir du cylindre à haute pression de la machine dont l'ensemble est donné par les figures 13, 14, 15 et 15 *bis* ; le piston a 610 millimètres de diamètre et 840 millimètres de course, l'arbre fait 90 tours à la minute. La figure 149 est l'épure de cette distribution.

5°) L'obliquité de la bielle amènerait d'assez grandes inégalités entre les introductions sur les deux faces si l'on ne prenait les précautions nécessaires. Il est impossible de rendre égales ces introductions pour tous les degrés de détente, mais l'introduction ne doit varier normalement qu'entre certaines limites, en dehors desquelles il importe assez peu de réaliser une égalité rigoureuse des travaux. On déterminera pour les deux faces les valeurs de η qui conviennent à ces limites, et on adoptera des vis de pas différents, de manière à les réaliser simultanément ; ou bien encore, si on veut adopter des vis de même pas, on réalisera l'égalité des introductions pour la valeur moyenne habituelle, en sacrifiant les autres valeurs, qui seront alors inégales sur les deux faces.

6°) Rien n'empêcherait de faire admettre les tasseaux par leur arête intérieure, l'arête extérieure restant passive ; il faudrait pour cela réali-

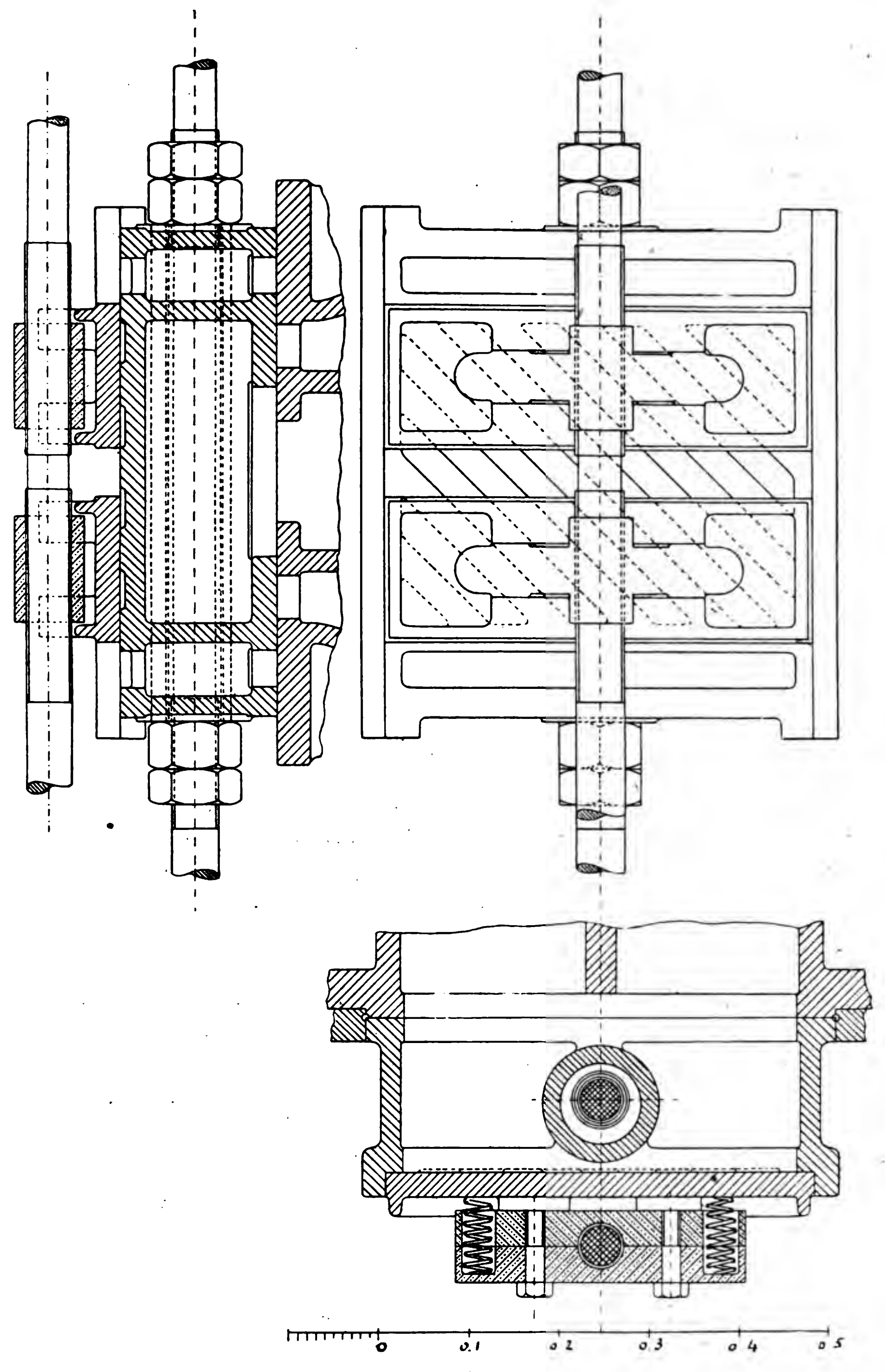


Fig. 148

ser des écarts relatifs égaux aux précédents, mais de signe contraire, et choisir en conséquence l'excentricité et l'angle de calage de l'excentrique de détente.

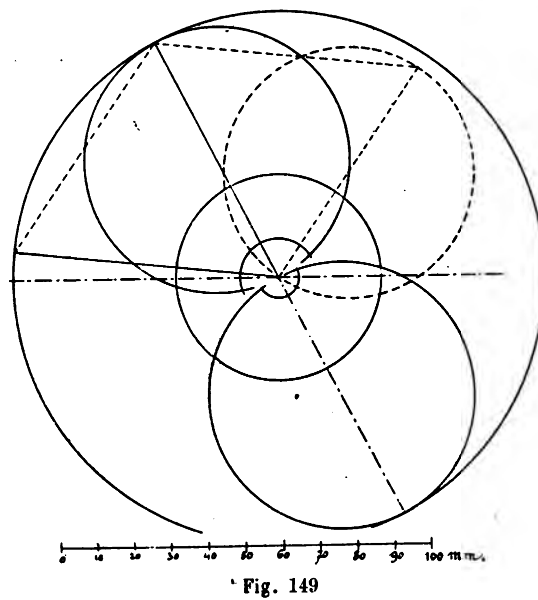


Fig. 149

7°) Dans les machines à deux sens de marche, l'excentrique de détente doit pouvoir servir pour les deux sens, son angle de calage est égal à 180°.

85. — *Systèmes dérivés de la distribution Meyer.* — Le système Meyer se prête peu à la variation automatique de l'introduction par le régulateur; il faut, en effet, imprimer à la tige des tasseaux plusieurs révolutions pour faire passer l'introduction par ses valeurs extrêmes, la résistance à vaincre est de plus assez grande (117).

Divers systèmes ont été imaginés dans le but de supprimer les vis, et de rendre la variation plus rapide. Dans le dispositif *Tyler* (fig. 150), la variation est obtenue en donnant aux lumières une certaine inclinaison, il n'y a plus qu'un seul tasseau en forme de coin; en changeant sa position en hauteur, on augmente ou on diminue η; l'attaque du tasseau par le régulateur est nécessairement assez compliquée. Le système *Ulrich* est une modification récente de cette distribution (voir *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 542). Le système *Rider* est la modification

la plus répandue; la face dorsale du tiroir peut être conçue en supposant qu'elle résulte de l'enroulement du tiroir précédent sur un cylindre creux; le tasseau de détente subit la même déformation; toutes les

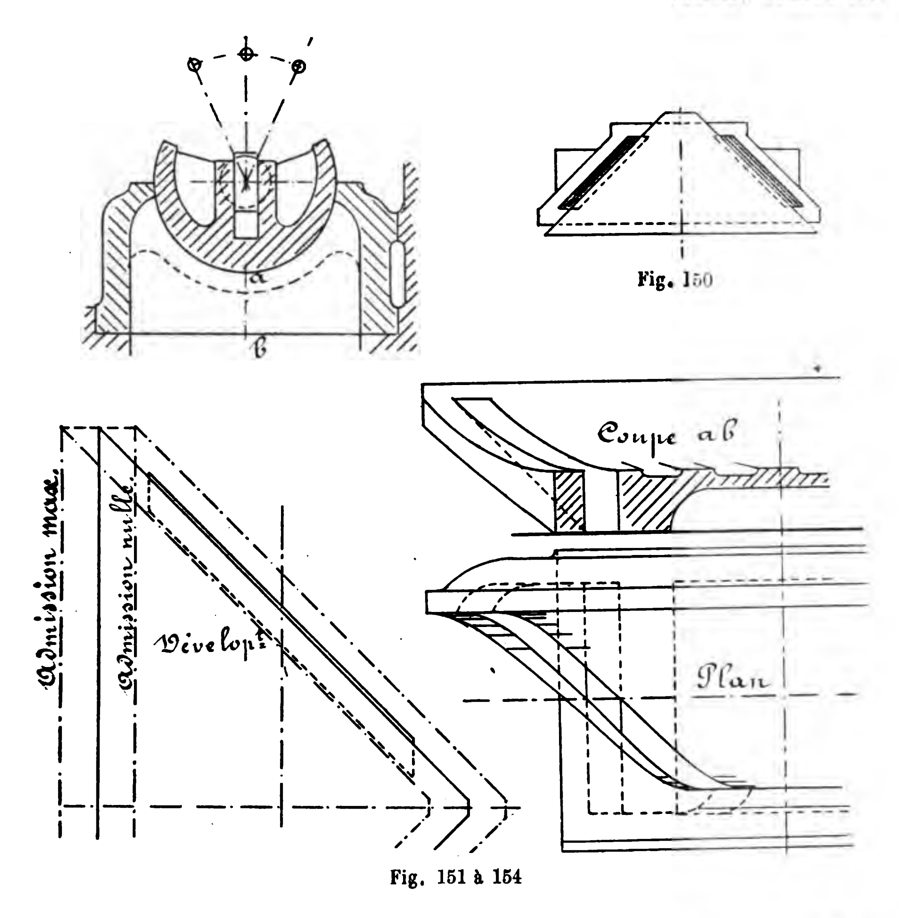


Fig. 150

Fig. 151 à 154

arêtes ont donc la forme d'hélices; un léger déplacement par rotation de la tige du tasseau suffit pour obtenir toutes les valeurs de l'introduction. Les figures 151 à 154 se rapportent au système Rider ordinaire, qui ne convient que pour de petites dimensions. Lorsque les cylindres dépassent 400 millimètres de diamètre, le tiroir d'expansion devient grand et difficile à manœuvrer, on le remplace alors par un tiroir complètement cylindrique; il se meut à l'intérieur d'un fourreau rapporté dans le tiroir principal, et présentant plusieurs lumières obliques, ce

qui permet de réaliser les valeurs extrêmes de l'introduction au moyen d'un angle de rotation modéré (1).

Le tiroir principal lui-même peut être cylindrique, les deux tiges sont alors concentriques, ou bien la tige du tiroir principal est dédoublée (système Pollit et Wigzell). Les deux distributeurs sont complètement équilibrés; aussi, ce système est applicable à de grandes machines (Voir le tableau du n° 50, la machine de Bates développant 1 200 chevaux, est munie de cette distribution, variable par le régulateur au premier cylindre, et variable à la main au second cylindre).

86. — *Systèmes dans lesquels on modifie le cercle des écarts relatifs.* — On peut faire varier l'introduction tout en laissant constant le recouvrement des tasseaux par rapport au tiroir principal, et en agissant sur l'excentrique fictif des écarts relatifs; dans certains systèmes, l'angle de calage de cet excentrique est seul changé, dans d'autres, on modifie l'angle et la course. Des dispositifs très nombreux permettent d'obtenir ces résultats. Les distributions ainsi obtenues sont rendues plus facilement variables par le régulateur que le dispositif Meyer; lorsqu'on emploie le régulateur américain, on l'agence de manière à ce qu'il commande l'excentricité et le calage de l'excentrique de détente (114); lorsqu'on emploie le régulateur ordinaire, ce résultat est obtenu d'une façon indirecte par une combinaison cinématique plus ou moins compliquée.

Premier genre. — A ce genre appartiennent les systèmes Geissler (2), (machines de J.-S. Fries, à Francfort), Collmann (3) et autres (4).

La quantité désignée par η dans l'exposé du système Meyer est constante ; elle peut être nulle (système Geissler), l'excentricité relative pour l'admission la plus petite est alors Oe_0 (fig. 155 à 157) ; pour l'admission maximum, elle devient Oe_1; les excentricités correspondantes

1. Voir *Haeder, Dampfmaschinen* (Dusseldorf, L. Schwann). Cet excellent recueil renferme toutes les modifications possibles de la distribution Rider, qui est en grande faveur en Allemagne, et les croquis d'une distribution Rider avec tiroir principal cylindrique, pour un diamètre de piston de 800 mm. et une course de 1m,400. Voir, dans l'édition de 1890, les pages 42, 43, 105, 108, 110, 120, 122, 124, 136, 156, 158, 224, 229.

2. *Praktische M. C.*, 1892, pl. 11.

3. *Engineering*, 1892, 1er sem., p. 240.

4. Le système *Mac-Intosh* et *Seymour*, representé à l'Exposition de Chicago par un puissant moteur constitue un rare exemple dans lequel le tiroir principal est cylindrique, le tiroir de détente est un manchon qui l'enveloppe, les lumières sont multiples. (*Engineering*, 1893, 2e sem., p. 148.)

pour l'excentrique de détente sont OE_0, OE_1. Les tasseaux découvrant par leur arête intérieure (n° 84, 6°), les lumières des canaux et des tasseaux sont multiples, ce qui diminue l'excentricité relative nécessaire, et permet d'obtenir les variations par un changement moins grand de l'excentrique de détente.

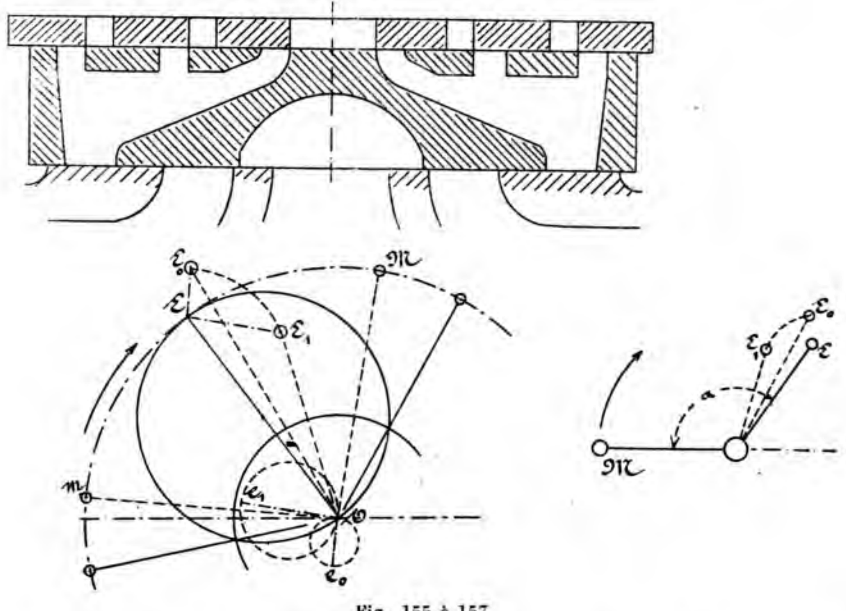


Fig. 155 à 157

Dans ces machines, la variation de l'excentrique de détente est obtenue par un régulateur américain [1].

Deuxième genre. — M. Guinotte a épuisé la plupart des combinaisons auxquelles il peut donner lieu ; il est moins direct et plus ancien que le précédent, mais il n'exige que des excentriques fixes par rapport à l'arbre; on pourra presque toujours en faciliter l'analyse au moyen d'un théorème établi par M. *Guinotte* [2] :

Lorsque deux excentriques O E, OE' (fig. 158), commandent au moyen de bielles supposées très longues, et par l'intermédiaire d'une coulisse,

1. Voir une étude de *C. Budil* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 923).

2. *Etude générale de la détente variable*, etc., par *Lucien Guinotte* (Liège, Juhr-Henne, 1872); cette étude est une généralisation remarquable basée sur des propriétés cinématiques qui n'avaient pas été aperçues jusque là. M. Guinotte a appliqué un très grand nombre de dispositions tirées de sa théorie aux machines des charbonnages de *Mariemont* et *Bascoup* surtout à des machines à changement de marche.

un mouvement rectiligne alternatif, ce mouvement dépend de la position de la coulisse par rapport au coulisseau, et il est le même que celui qui serait produit par un excentrique fictif O*e*, obtenu en partageant la droite EE' de telle manière que :

$$\frac{Ee}{eE'} = \frac{CK}{KC'} = \frac{m}{n}$$

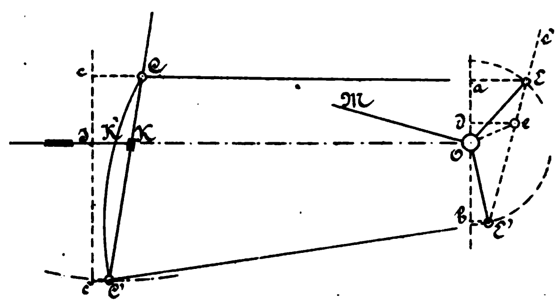


Fig. 158

En effet, portons à partir du point O la longueur OI = EC = E'C', des barres d'excentrique, et menons par ce point la perpendiculaire à la ligne d'action OI ; projetons les points C et C' sur cette perpendiculaire, et répétons la même construction pour les points E, E', *e* relativement à la perpendiculaire menée par O à OK. On a, puisque l'on suppose les bielles égales à leur projection sur OK :

$$Cc = Ea, \qquad C'c' = E'b$$

or :

$$KI = C'c' + \frac{n}{m+n}(Cc - C'c')$$

et :

$$ed = E'b + \frac{n}{m+n}(Ea - E'b)$$

donc :

$$KI = ed$$

La distance KI représente donc à chaque instant l'écart, par rapport à sa position moyenne, de la tige commandée par l'excentrique O*e*. Cette propriété est vraie pour des excentricités et des angles de calage quelconques.

Nous avons supposé la coulisse droite, mais la propriété démontrée

s'étend à une coulisse de forme courbe ; en effet, le point K' de la coulisse se déplace comme le point K de sa corde, si l'on suppose que l'obliquité de l'élément KK' n'altère pas l'écart.

La propriété continue à être vraie sous les mêmes restrictions lorsque le point K est extérieur aux points CC' ; elle est vraie également lorsque la coulisse reste à hauteur constante (fig. 159), et que le coulisseau est relié à la tige du tiroir par une bielle.

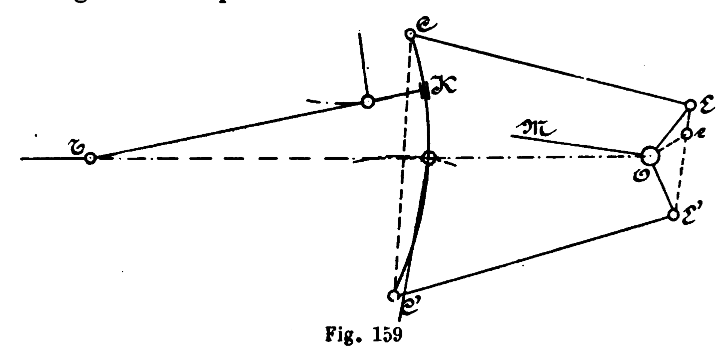


Fig. 159

Il résulte immédiatement de cette propriété que l'on peut, au moyen de deux excentriques actionnant une coulisse, réaliser pour le coulisseau le mouvement qui lui serait donné par l'un quelconque des excentriques fictifs dont les centres sont situés sur la ligne indéfinie EE', il suffit à cette fin de donner au coulisseau une position convenable.

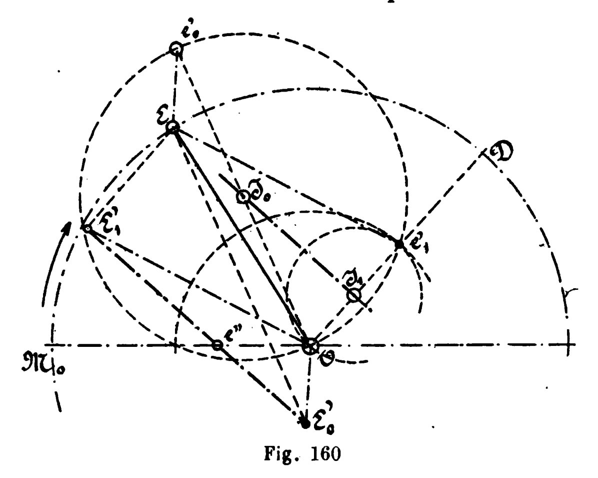


Fig. 160

Reprenons (fig. 160), l'épure du système Meyer, en supposant la quantité η constante ; proposons-nous de faire varier l'introduction depuis

zéro jusqu'à la limite permise par le tiroir, en nous imposant la condition qu'il ne peut y avoir réouverture du tasseau pour aucune de ces distributions, c'est-à-dire que la réouverture se produira au plus tôt pour la position OD de la manivelle ; tous les cercles des écarts relatifs devront passer par le point e'_1, et comme ils doivent aussi passer par O, leurs centres sont sur la perpendiculaire élevée au milieu de Oe'_1 et sont situés en I_0 pour l'introduction minimum et en I_1 pour l'introduction maximum. Pour obtenir ce résultat, le centre de l'excentrique de détente doit voyager dans l'épure sur une ligne parallèle à $I_0 I_1$, et entre les positions E'_0 E'_1 ; or, c'est ce que l'on obtiendra par un système à coulisse conduit par deux excentriques que l'on peut choisir à volonté (par exemple OE'_0 et OE'_1). On pourra même supprimer l'un de ces excentriques, et le remplacer par un mouvement réduit emprunté au piston, équivalent à celui que donnerait l'excentrique Oe'', etc. On trouvera facilement une foule d'applications de ce principe.

Parmi les systèmes que l'on peut rattacher à cette théorie générale, nous mentionnerons les suivants :

Ransomes, Sims et *Jefferies* (1). — On peut faire en sorte que la ligne E'_1 E'_0 passe par le centre O, l'un des excentriques du tasseau peut être nul, c'est-à-dire qu'on le supprime, en rattachant la coulisse par l'une de ses barres dans le voisinage du centre de l'arbre.

Buckeye à *Salem, Ohio*, (fig. 161). — OE est l'excentrique principal,

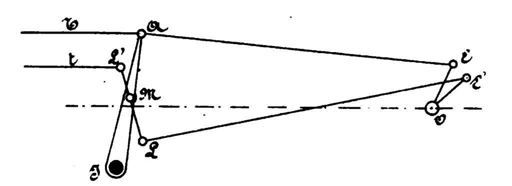


Fig. 161

conduisant la tige T du tiroir par la barre EA ; le point A est soutenu par le levier pivotant IA, I est une articulation fixe. L'excentrique de détente OE' conduit la tige *t* du tasseau par l'intermédiaire du levier LL', articulé en M sur le bras IA. Le mouvement absolu de L' s'obtient par le théorème de Guinotte, en considérant la barre LM comme une coulisse. On reconnaît facilement que ce dispositif donne au cercle des écarts relatifs un diamètre constant quelle que soit l'orientation de OE', orienta-

1. *Engineering*, 1889, 1er sem., p., 691.

tion qui est variable par rapport à la manivelle. Cette condition exige toutefois que l'on ait :

$$\frac{\mathrm{LM}}{\mathrm{ML'}} = \frac{\mathrm{IM}}{\mathrm{MA}}$$

Major English (1). — La rotation de l'excentrique de détente fait tourner l'excentricité relative sans altérer sa grandeur.

Marshall, à *Gainsborough* (2). — L'altération de la course du tasseau est obtenue par une coulisse.

Ruston Proctor (3). — Le système est analogue au précédent.

Crohn (4). — Le tiroir de détente est commandé par une coulisse empruntant le mouvement de l'excentrique principal et de l'excentrique de détente.

Holborow, à *Stroud* (5). — Ce système se rapproche du précédent.

Williams Engine and Clutch-Works (6). — Le tiroir principal est équilibré par une contre-plaque, comme celui de Porter-Allen (58); le tiroir de détente est un bloc rectangulaire inséré dans le tiroir principal.

§ V

TIROIRS DIRECTEMENT SUPERPOSÉS, AVEC COMMANDE INTERMITTENTE DES TASSEAUX DE DÉTENTE.

87. — *Système Farcot* (7). — Les tasseaux de détente t, t_1 (fig. 162), reposent directement sur le tiroir principal; ils y sont appuyés par des ressorts, et se meuvent avec lui, à moins qu'ils ne soient arrêtés par la came centrale C, ou par les butoirs $b\, b_1$; ceux-ci servent à remettre les tuiles dans leur position d'ouverture lorsque le tiroir arrive à l'extrémité de sa course vers les butoirs $b\, b_1$. La came C sert à arrêter les tuiles

1. *Engineering*, 1884, 1er sem., p. 284.
2. — 1878, 2e sem., p. 480.
3. — 1881, 2e sem., p. 572.
4. — 1880, 2e sem., p. 179.
5. — 1885, 2e sem., p. 142.
6. *Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1070.
7. Nous n'examinons pas les dispositifs de *Ehrhardt*, *King*, etc., qui ont une raison d'être différente. Le système d'*Edwards* a été le précurseur de celui de Farcot. *Armengaud*, Moteurs à vapeur, t. I, p. 401. Le système Farcot, qui date de 1838, a été employé par divers constructeurs pendant un demi-siècle.

par le contact de leurs taquets ; suivons la distribution sur la face d'arrière : l'admission est produite par le tiroir jusqu'au moment où la largeur des petites lumières est annulée ; suivant que la largeur de la came C est plus ou moins grande, la rencontre se produit plus tôt ou plus tard ; on rend l'introduction variable en donnant à la came C la forme d'une spirale ; la came est orientée par le régulateur. Elle se compose nécessairement de deux profils symétriques pour les deux faces.

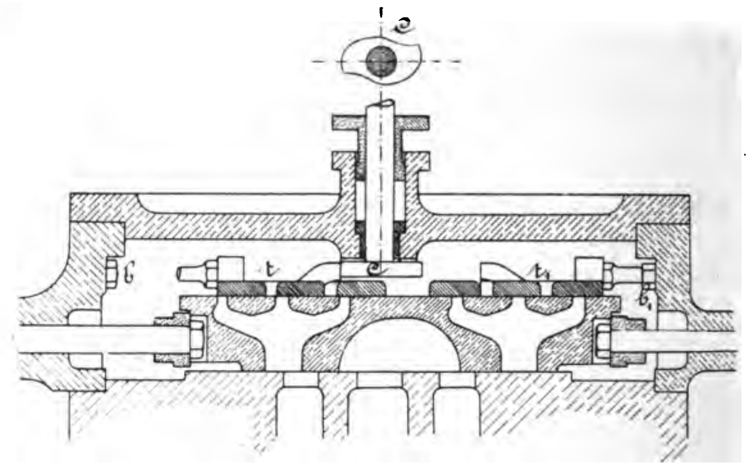


Fig. 162

Ce système ne permet pas de réaliser de grandes admissions ; en effet, la rencontre des taquets avec la came doit se produire pendant le mouvement d'ouverture du tiroir principal, sinon, cette rencontre n'aurait pas lieu, et l'admission serait celle du tiroir simple. On reconnait facilement sur une épure que le maximum de l'introduction est inférieur à la moitié de la course.

Des organes relativement délicats, tels que les butoirs, les ressorts d'appui, etc., sont emprisonnés dans la chapelle ; la rencontre des tuiles avec leurs arrêts donne lieu, pour les grandes vitesses, à des chocs qui peuvent déranger les tuiles si elles ne sont pas bien appliquées sur le tiroir ; l'arbre de la came doit traverser un bourrage, ce qui le rend dur à manœuvrer par le régulateur. Ces circonstances ont peu à peu fait abandonner le système pour des distributions plus perfectionnées, mais il a donné lieu à des dérivés.

88. — *Systèmes Guhrauer* [1] et *Hertay* [2]. — Ces systèmes sont basés sur le même principe, mais ils diffèrent par les moyens mis en œuvre pour le réaliser. Nous décrirons le second, qui se prête mieux à l'exposé.

Le tiroir principal est généralement divisé en deux (fig. 163), sauf dans les moteurs très petits ; il présente des canaux d'admission disposés comme ceux du tiroir Farcot ; une tuile de détente placée sur le tiroir est entraînée par lui, lorsqu'elle est libre, et par un excentrique de détente, à partir d'un certain moment.

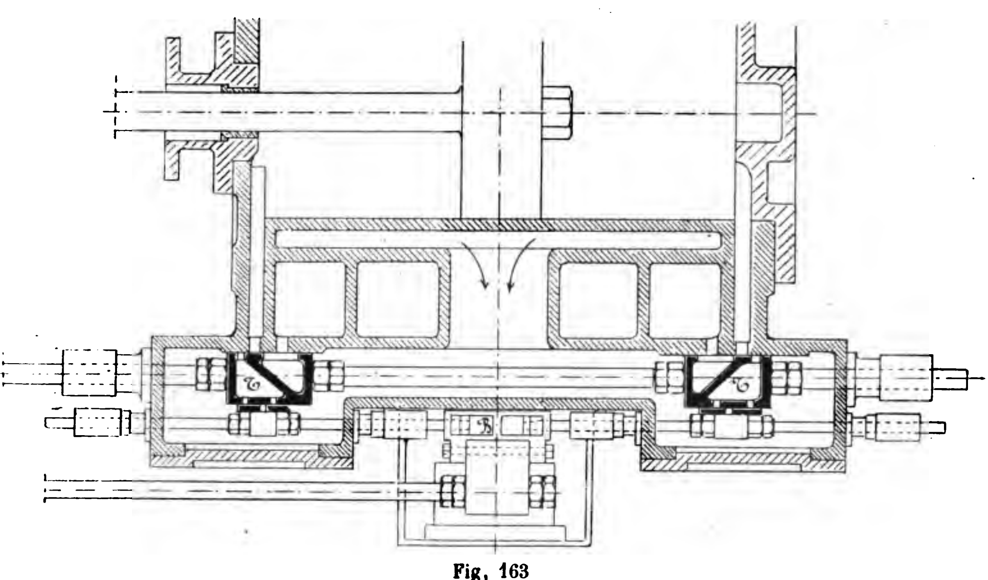


Fig. 163

La barre de l'excentrique de détente commande une pièce B, nommée cadre ou bloc distributeur, placée entre les chapelles. Les deux joues

1. Ce système a été appliqué à une machine figurant à l'Exposition de Dusseldorf en 1880 (voir le rapport de la Commission d'essais de cette Exposition, et *Engineering*, 1881, 1er sem., p. 7), nous n'en avons rencontré aucune mention antérieure; on a continué à le construire en Allemagne (v. Haeder), un beau spécimen en a été décrit dans *Praktische M. C.*, 1892, pl. 3 et 4. Voir aussi *Die Schiebersteuerungen*, par *Stehle*, Brunswick, Vieweg, 1893.

2. Le système *Hertay* a été décrit par son auteur en 1884. Voir aussi *The Engineer*, 1889, 1er sem., p. 154; *l'Industrie moderne*, 1888, p. 90; *les Machines à vapeur à l'Exposition de Paris*, par *J. Buchetti; Die Dampfmaschinen der Pariser Weltausstellung*, par *Freytag*, etc. Des machines de 20 à 1500 chevaux sont construites en Belgique, par la Société « le Phénix », d'après ce système. La distribution appliquée par *Foden* à une locomotive routière (*Engineering*, 1887, 2e sem., p. 69) est identique à celle-ci.

extrêmes de ce cadre servent de guides aux tiges qui commandent les tasseaux à certains moments; ces tiges sont clavetées dans les taquets *tt* (fig. 164 à 166), dont la face extérieure est droite, et dont la face intérieure présente une certaine inclinaison. Entre ces faces inclinées, joue

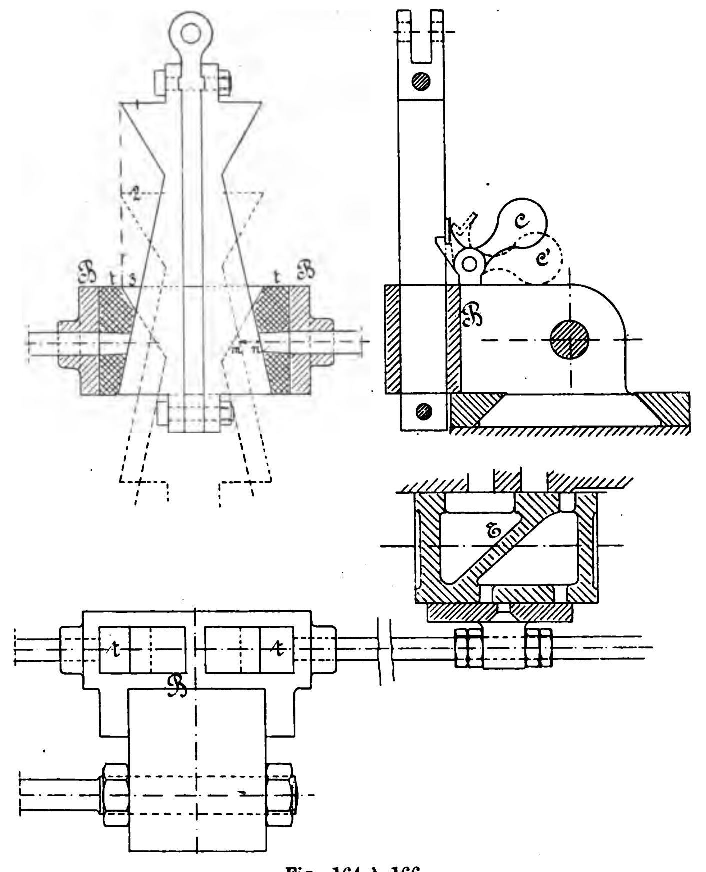


Fig. 164 à 166

un coin guidé par une cloison centrale du cadre, et dont la hauteur dépend du régulateur ; ce coin possède donc toujours le mouvement communiqué invariablement au cadre par l'excentrique de détente, mais il remplit plus ou moins complètement l'intervalle entre les taquets *tt*.

Supposons d'abord le coin au sommet de sa course, dans la position 1; l'ensemble se meut comme une seule pièce dans le sens horizontal, et la

distribution ne diffère pas du système Meyer; dans l'épure (fig. 170), OE_2 est le cercle des écarts relatifs; il donne les retards du tiroir par rapport aux tasseaux, le cercle EO_1 donne les avances. Pour cette position du coin, l'introduction est nulle; le recouvrement des tasseaux est donc Oe_0, ou l (fig. 167).

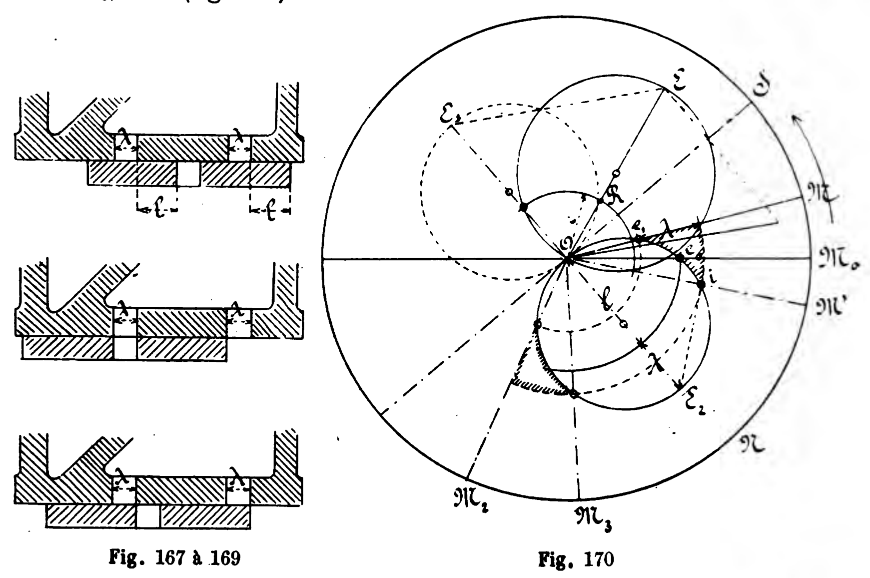


Fig. 167 à 169 Fig. 170

Pour la position ON de la manivelle, l'écart relatif $O\,E_2$ est maximum; il faut qu'à ce moment les canaux du tiroir soient entièrement ouverts pour la lumière d'arrière (fig. 168), car, s'ils ne l'étaient pas, ils ne le seraient pour aucune autre position. Pour le parcours NM_0, l'avance du tiroir relativement aux tasseaux est $OE_2 - Oe_0$, c'est-à-dire la largeur λ marquée sur l'épure; donc, cette avance relative doit représenter la largeur des canaux ménagés dans le dos du tiroir.

Proposons-nous de fermer l'introduction en OM; le tiroir ayant pris, par rapport aux tasseaux, l'avance Oe_1, les canaux seraient déjà recouverts de $Oe_0 - Oe_1$ si on avait laissé le coin dans sa première position; pour que le recouvrement soit nul à ce moment (fig. 169), il faut ménager entre le coin et le taquet (fig. 164) l'espace $mn = Oe_0 - Oe_1$, ce qui se fait en abaissant le coin dans la position 2 pointillée.

L'admission maximum se produit lorsque le jeu du coin est le plus grand; comme elle a lieu pour la position de la manivelle coïncidant avec OE_1, ce jeu doit être $Oe_0 + OE_1$.

On peut trouver la position de la manivelle pour laquelle a lieu la rencontre du coin avec le taquet ; en effet, à ce moment, les canaux sont entièrement découverts, l'écart relatif jusqu'à la position de fermuture doit donc encore augmenter de λ; en décrivant un arc de cercle de O comme centre avec le rayon $Oe + \lambda$, on trouvera par l'intersection *i* la position OM cherchée.

La loi suivant laquelle varie l'ouverture des canaux est indiquée par les hachures ; on voit que, pour un certain jeu de coin *mn* déjà considéré, la réouverture commence en OM_2, elle est complète en OM_3; depuis la position OM_3 jusqu'en OM', le tasseau est entraîné par le tiroir, et le taquet est libre entre le cadre et le coin.

Il faut pouvoir produire sans étranglement une admission égale à celle du tiroir, il faut par conséquent que les canaux présentent ensemble une section égale à celle que découvre le tiroir, c'est-à-dire que le nombre des canaux s'obtient en divisant RE par λ.

Il est commode de représenter sur l'épure elliptique les résultats obtenus pour différents jeux de coin.

Dans la pratique, les éléments de la distribution sont choisis pour réaliser le moindre jeu de coin possible pour l'admission maximum et une faible excentricité relative ; on réduit ainsi les vitesses de rencontre du coin et du cadre avec les taquets, ces vitesses sont maxima lorsque la butée a lieu pour la position OS de la manivelle tangente aux deux cercles ; il serait facile de voir que ces vitesses sont proportionnelles aux droites telles que $E_2 i$.

La tige du tasseau traverse la chapelle de part en part, sinon elle serait soumise à un effort longitudinal correspondant à la pression de la vapeur, diminuée de la pression atmosphérique.

Le système de Farcot est un cas particulier de celui que nous venons d'examiner, mais les butoirs et la came, au lieu d'être commandés par un excentrique, y sont immobiles ; il suffirait donc de supprimer le second excentrique pour retomber sur la distribution Farcot ; c'est du reste ce second excentrique qui donne au système la propriété de produire de grandes admissions.

L'adhérence entre les tasseaux et le tiroir est une condition essentielle de bon fonctionnement ; des ressorts sont insuffisants pour produire ce résultat, l'adhérence est obtenue dans le système Hertay en pratiquant sur la face interne des tasseaux un creux qui se trouve en communication permanente avec la poche d'échappement du tiroir, ce

creux est ménagé dans les rebords horizontaux des tasseaux au-dessus des canaux, de manière à ne jamais découvrir ; la différence de pression qui règne entre les deux faces des tasseaux et qui les applique sur le tiroir augmente avec la surface de ces creux (90).

Dans le système Guhrauer, le mécanisme est enfermé dans la chapelle, le coin est enroulé autour de la tige qui commande les tasseaux, chacun de ceux-ci présente deux talons, la variation de l'introduction a lieu par rotation de la tige comme dans le système Rider (85), cette rotation produit un effet identique au mouvement vertical du coin de la distribution Hertay.

§ VI

TIROIRS COMMANDÉS PAR MOUVEMENT OSCILLANT NON SYMÉTRIQUE

89. — Ce système de commande présente des caractères particuliers, on le rencontre toujours dans les machines Corliss, auxquelles il s'adapte facilement sans donner lieu à aucune complication; *Porter* et *Allen* l'ont employé pour des tiroirs plans divisés (fig. 87) servant d'obturateurs d'admission. Soit OM la manivelle (fig. 171), OE l'excentrique, dont l'angle de calage, par suite des renvois interposés, a une valeur particulière. Le mouvement est communiqué aux tiroirs par l'arbre auxiliaire I, sur lequel sont calés les trois bras IC, IB, IB_1. Pour la position représentée, le point C attaqué par la barre d'excentrique est au milieu de sa course, ainsi que les articulations B, B_1; étudions le mouvement de l'obturateur T destiné à régler l'introduction de la lumière d'arrière.

Les déplacements de l'arête A sont donnés par l'épure (fig. 172) pour les différentes positions du point B ; l'arc à partir duquel ils sont comptés passe par B'' et a pour rayon la bielle *b*. L'effet de l'angle CIB, formé par les leviers de renvoi, est de rendre inégaux les déplacements *l''* et *l'*; cette inégalité est d'autant plus grande que le point B'' est plus rapproché du point mort, et que la bielle *b* est plus courte relativement à la course. Pour compléter l'épure, remarquons que les déplacements du point B pourraient être produits directement par un excentrique dont le rayon serait la moitié de la corde B'' B', et dont l'arbre serait sur la direction XX ; les déplacements du piston se liront sur le diamètre P_0 P_1 (voir les remarques du n° 79).

Dans le système de commande ordinaire, le distributeur aurait la course E_0 E_1 (ou B" B') ; il aurait à parcourir, depuis la position de fermeture jusqu'à l'instant du recouvrement le plus grand, la distance

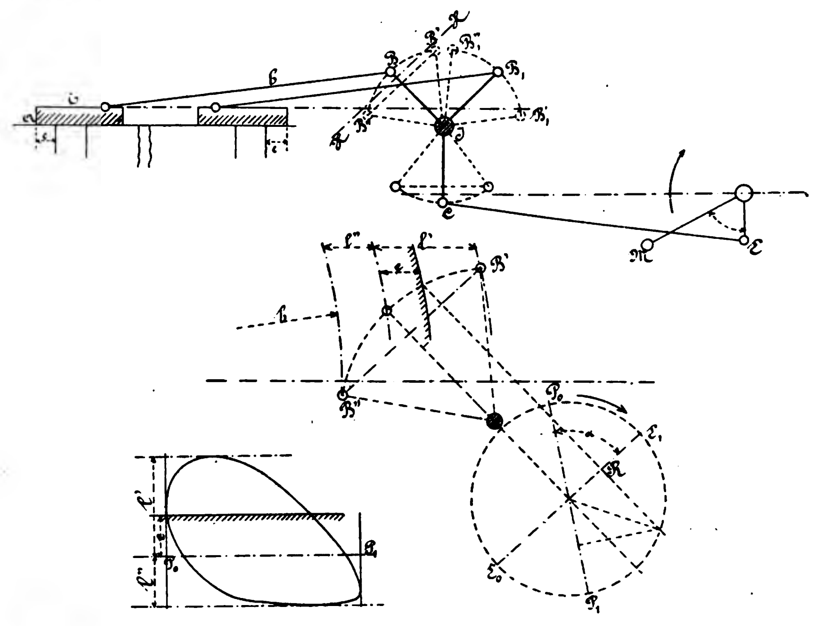


Fig. 171 à 173

RE_0, au lieu de $e + l''$. La disposition adoptée peut donc réduire le travail du frottement; de plus, elle modifie la loi d'ouverture et de fermeture de l'orifice, en altérant considérablement l'ellipse des écarts (fig. 173).

Nous reviendrons sur ce point spécial au numéro 105.

§ VII

Considérations sur la manœuvre des tiroirs. Tiroirs compensés

90. — Le tiroir à coquille est appliqué sur sa glace par une force variable avec la position du distributeur et avec les pressions qui règnent dans les lumières. Des données précises manquent pour déterminer cet

effort et le frottement qui en est la conséquence ; d'ailleurs la question présentera toujours un élément indéterminé, ainsi que nous allons le voir.

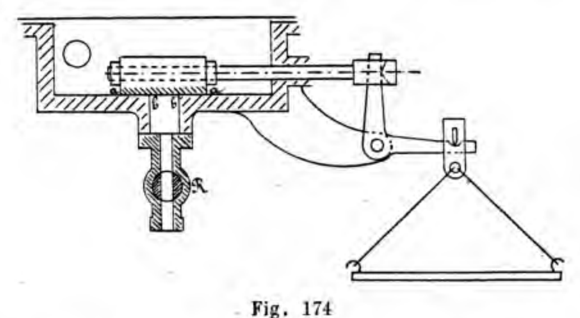


Fig. 174

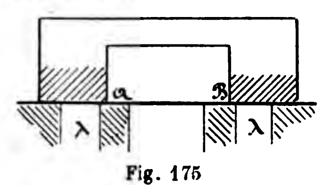
M. Hertay a montré en 1885, par l'appareil d'expériences représenté figure 174, qu'une plaque d'une certaine étendue, posée sur une lumière et soumise à une pression de plusieurs atmosphères, n'occasionne qu'un frottement insignifiant lorsque le robinet R est fermé. La résistance ne commence à se produire que lorsque ce robinet est ouvert, et qu'il existe une différence de pression finie entre la chapelle et la lumière.

Il est donc probable que la surface de contact entre le tiroir et la glace, c'est-à-dire le joint, est soumise, dans le cas où le robinet est fermé, à une sous-pression que l'exactitude du dressage ne parvient pas à empêcher; on peut se figurer ce qui se passe en supposant qu'une lame d'eau très mince, interposée entre ces surfaces, est suffisante pour transmettre la pression de la vapeur dans tous les sens et en tous les points du joint.

Lorsque le robinet est ouvert, la différence des pressions entre les deux faces est supérieure à $\omega (p_0 - p_1)$, ω étant la section de la lumière, p_0 et p_1 les pressions intérieure et extérieure; car, en continuant l'hypothèse de l'existence d'une couche d'eau, elle se trouve soumise de a vers b à des pressions qui diminuent depuis p_0 jusqu'à p_1. Si la pression est suffisante pour chasser cette lame d'eau, c'est le vide absolu qui existe entre les surfaces de contact, et la résistance au glissement devient considérable. Mais il est impossible d'évaluer la sous-pression, si ce n'est sur la portion du tiroir recouvrant une lumière dans laquelle la pression est connue par le diagramme.

Lorsque le tiroir est dans sa position moyenne (fig. 175), la détente vient de commencer dans l'une des lumières, la compression se pour-

suit dans l'autre, il y a indétermination sur les pressions des surfaces en contact, mais la pression d'échappement règne sur toute la surface AB; pour les autres positions, la situation est évidemment différente.


Fig. 175

Les tiroirs divisés, à largeur égale de lumières, présentent deux poches d'échappement au lieu d'une; ils sont donc plus durs à manœuvrer.

Enfin, les tiroirs avec tasseaux de détente directement superposés, lorsqu'on réalise de courtes admissions, sont dans les conditions les plus défavorables, parce que la pression décroissante de la détente règne dans la lumière d'admission depuis le commencement de la course du piston. Ce fait explique pourquoi les tiroirs fonctionnent quelquefois moins facilement pour de faibles introductions que lorsque la machine est plus chargée.

La division du tiroir en quatre obturateurs améliore considérablement l'état de choses dont il vient d'être question; la différence ne réside pas dans la diminution de surface exposée aux pressions, car si, pour chaque obturateur, cette surface est en effet diminuée, la surface totale ne varie pas d'une manière sensible; mais les obturateurs d'échappement ne sont plus soumis, sur la face supérieure, qui est la face interne vers le cylindre, qu'à la pression décroissante de la détente pendant la course motrice, et ils sont en équilibre pendant la course d'échappement.

Le travail de frottement des tiroirs à coquille n'est cependant qu'une très faible fraction du travail brut, ainsi que le démontrent les diagrammes relevés à vide sur des machines à détente variable; l'admission étant alors très faible, les tiroirs sont cependant dans les conditions les plus défavorables [1] (voir le tableau du numéro 53, où le tiroir non équilibré absorbe dans un cas 3,2 % du travail brut, et dans l'autre cas 1,9 % de ce travail.)

Le coefficient de frottement entre les surfaces dépend de l'état du graissage, mais comme la sous-pression est inconnue pour une partie

1. Nous n'avons jamais trouvé que le diagramme de la marche à vide des machines à tiroirs fut plus grand que celui que l'on obtient avec les autres systèmes de distribution. De nombreux essais confirment ce fait, voir par exemple l'essai au frein d'une machine semi-fixe compound à tiroirs du système Davey et Paxmann, par *A.-B.-W. Kennedy* (*Engineering*, 1889, 2e sem., p. 227).

notable de la surface, la connaissance de ce coefficient ne permettrait pas le calcul de la résistance. On évalue grossièrement celle-ci en supposant que la différence totale des pressions règne sur toute la surface dorsale, et en multipliant l'effort ainsi trouvé par 0,07.

La pression qui s'exerce sur le tiroir a surtout des inconvénients au point de vue de la conservation des surfaces frottantes, cette pression ne peut dépasser une certaine valeur par *unité de surface frottante* (20 kilogrammes par centimètre carré) sous peine de produire le grippement. Les métaux qui se comportent le mieux sont la fonte frottant sur une fonte plus dure; on emploie quelquefois une table rapportée sur le cylindre pour lui donner plus de dureté. La lubrification exerce une grande influence sur la conservation des surfaces, on se borne quelquefois à graisser la vapeur, mais on peut nuire ainsi au fonctionnement de l'enveloppe; M. Hertay introduit le lubrifiant au moyen de graisseurs à pompe (Mollerup) dans le joint même qui se trouve entre les surfaces, sur lesquelles elle est répartie par des canaux, ce système, qui n'est appliqué qu'à de grands tiroirs supportant 7 à 8 atmosphères de pression, est très efficace.

On a employé exceptionnellement des glaces en bronze ou en acier; dans la marine, où les tiroirs prennent parfois une surface de plusieurs mètres carrés, on garnit quelquefois la glace de pastilles noyées en métal antifriction. Certains mécaniciens préconisent l'évidement de toutes les surfaces, en ne laissant autour des lumières que le bord nécessaire pour l'étanchéité ; c'est un remède dangereux, il augmente il est vrai la sous-pression, et il allège le tiroir, mais il diminue la surface frottante; si des tiroirs se sont mieux comportés après cette modification, c'est parce qu'elle a sans doute amélioré un graissage qui était défectueux.

Le fonctionnement compound est très favorable au tiroir, puisqu'il étage les pressions et diminue en tous cas les dimensions du tiroir du premier cylindre; dans les machines à triple expansion, l'usage d'un tiroir cylindrique est général sur le premier cylindre; on garde souvent les tiroirs plats pour le second et le troisième cylindre, à cause de leur étanchéité plus grande; il est ordinairement inutile de graisser le tiroir à basse pression des machines compound, qui reçoit tous les lubrifiants du petit cylindre.

Dans les grandes machines marines verticales, on équilibre souvent le poids mort du tiroir au moyen d'un petit cylindre qui surmonte la chapelle; un piston monté sur le prolongement de la tige se meut dans ce

cylindre, et est constamment soutenu par la pression de la vapeur M. Joy a complété ce dispositif en appliquant à ce cylindre une distribution automatique, ce qui permet de contrebalancer les forces d'inertie (¹).

91. — *Tiroirs compensés.* — Il n'est pas impossible de réalisr des tiroirs plats complètement équilibrés (nº 58, fig. 87, 92, 93); les régulateurs américains exigent cet équilibrage parfait. Plus souvent, on se contente de soustraire une partie de la surface du tiroir à la pression (fig. 176); le petit conduit *c* communique d'une manière permanente

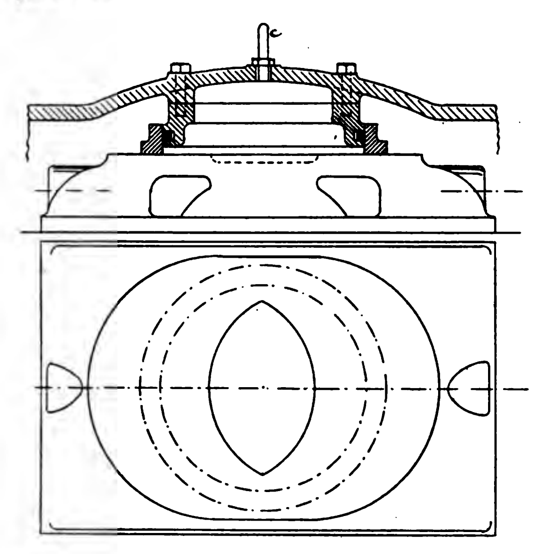


Fig. 176

avec le condenseur ou avec le réservoir intermédiaire; le joint peut donner lieu à une fuite importante, c'est généralement ce qui fait renoncer au système, et il semble préférable, lorsqu'on veut employer le tiroir plan, de bien proportionner la surface frottante, faire un choix convenable des métaux et étudier le graissage.

1. *Joy's Assistant Cylinder* (*Engineering*, 1891, 1er sem., p. 430).

§ VIII

DISTRIBUTION DES MACHINES A CHANGEMENT DE MARCHE.

92. — *Systèmes anciens.* — Les premiers systèmes, longtemps conservés dans les machines marines, consistaient à renverser l'angle de calage; cette opération se faisait au moyen de l'excentrique à *toc* (fig. 177, 178). Le tourteau d'excentrique présente une rainure concen-

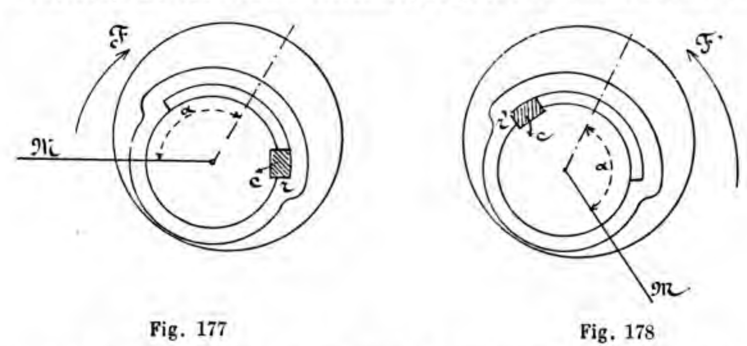


Fig. 177 Fig. 178

trique à l'arbre, et celui-ci est muni d'une cale *c*; si on fait tourner l'arbre dans le sens marqué par la flèche F, la cale vient en contact avec la face *r* de la rainure et l'angle de calage est disposé pour la marche en avant; si au contraire on le fait tourner dans le sens de la flèche F', la cale vient en contact avec la face *r'*, etc.

La rotation de l'arbre s'obtenait en déclenchant la barre d'excentrique de son articulation avec la tige du tiroir, et en commandant celle-ci à la main de manière à obtenir le mouvement voulu; elle exigeait une attention soutenue du machiniste, et souvent les efforts de plusieurs hommes pour la manœuvre du tiroir (1).

1. Il existe un système moderne souvent appliqué à des petits moteurs d'embarcations, de treuils, etc., dans lequel le changement de marche est obtenu par un déplacement commandé du plateau de l'excentrique; ce déplacement peut avoir lieu par rotation; dans ce cas, le plateau est monté sur un manchon qui porte des rainures en hélice dans lesquelles s'engage un prisonnier auquel le levier de manœuvre donne un mouvement de glissement parallèle à l'axe de l'arbre. Le déplacement peut être rectiligne, c'est-à-dire que la

Dans l'application aux locomotives, il était impossible de conserver cette manœuvre par tâtonnements; on a adopté deux excentriques, l'un de marche en avant, l'autre de marche en arrière, chacun muni de sa barre. Suivant qu'il s'agissait de produire la marche dans un sens ou dans l'autre, on enclenchait la barre correspondante, l'autre étant provisoirement suspendue par une tringle oscillante. Ce système

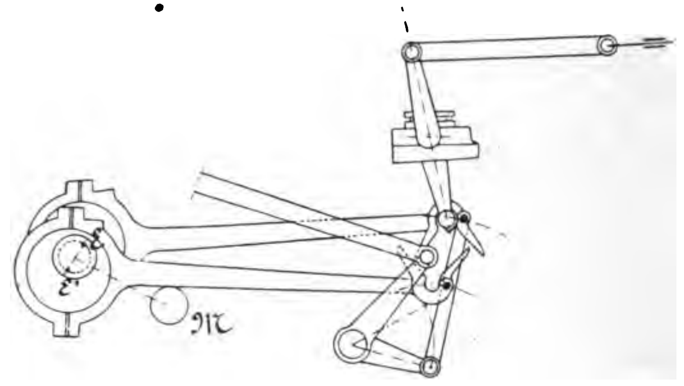


Fig. 179

comportait donc deux barres terminées du côté du tiroir par des encoches ou fourches évasées (fig. 179). Cet évasement était nécessaire pour pouvoir établir la connexion dans toutes les positions de la manivelle autres que les points morts.

93. — *Coulisse de Stephenson* (1). — Ce dispositif est représenté (fig. 180). La coulisse CC' est reliée par les barres *b* aux excentriques de marche en avant OE, et de marche en arrière OE'. Un point de cette

trajectoire du centre du plateau, de la marche en avant à la marche en arrière, est une ligne droite; l'excentrique sphérique de *Tripier* (*Haton de la Goupillère*, t. II, p. 263), est une réalisation ingénieuse de ce principe. Récemment, M. *Joy* a eu l'idée de déplacer ainsi le plateau d'excentrique par rapport à l'arbre en se servant d'une transmission hydraulique (*Joy fluid pressure reversing gear*, *Engineering*, 1894, 1er sem., p. 432.)

1. L'étude des coulisses a été faite d'une manière analytique par Phillips (*Annales des Mines*, 1851) et par Zeuner (*Traité des distributions par tiroirs*), Cette voie est longue, et pour arriver à une traduction géométrique simple des déplacements, on est obligé de faire certaines approximations. Il nous paraît plus satisfaisant de suivre une marche géométrique approximative, qui est du reste tout à fait suffisante dans la pratique, puisqu'on a l'habitude, une fois que les éléments sont fixés, de vérifier la distribution par un tracé en grandeur ou autrement.

coulisse, (le milieu ou une extrémité), est assujetti à se déplacer sur un arc de grand rayon xx ; à cet effet, ce point est relié par la bielle BC à l'extrémité du levier AB, calé sur l'arbre A, nommé arbre de relevage,

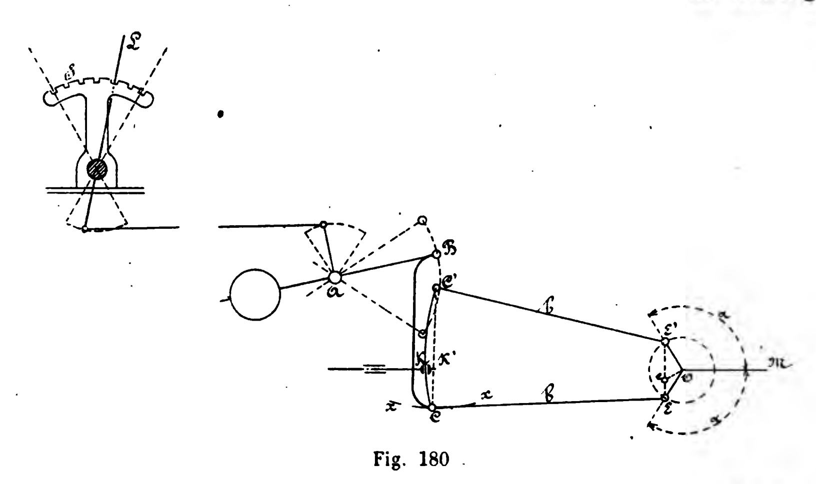


Fig. 180

et actionné par le levier L; ce levier est manœuvré par une poignée, et un verrou permet de l'arrêter dans l'un quelconque des crans du secteur S. Si l'on suppose pour le moment que le levier occupe l'une ou l'autre de ses positions extrêmes, le tiroir relié par sa tige au coulisseau K sera conduit exclusivement par l'un ou l'autre des excentriques, le second restant inopérant. Ce dispositif permet donc de renverser la marche sans aucun tâtonnement, comme d'ailleurs tous les systèmes modernes.

Première approximation. — Pour obtenir les écarts du point K, nous pouvons étudier le mouvement d'un point quelconque qui lui est invariablement lié, par exemple celui du point K', situé sur la corde CC'; l'erreur commise de ce chef est insensible lorsque la corde est à peu près verticale. Nous négligeons dans cette première approximation l'obliquité des bielles b, ce qui permet d'appliquer le théorème de Guinotte (86), et de considérer le mouvement du tiroir comme produit par l'excentrique fictif Oe, le point e étant choisi de telle manière que :

$$\frac{E'e}{eE} = \frac{C'K'}{K'C}$$

Pour construire l'épure, portons (fig. 181) les angles α, nous obtiendrons respectivement les cercles OE de marche en avant, et OE' de marche en arrière; quant au cercle correspondant à l'excentrique fictif, il

faut, pour le tracer, remarquer que son angle de calage est situé du côté de la marche en avant, et prendre son diamètre Oe, or, joignons EE', et partageons cette ligne en deux segments proportionnels à ceux CK, K' C' de la coulisse, il est visible que nous trouverons ainsi le point e, etc.

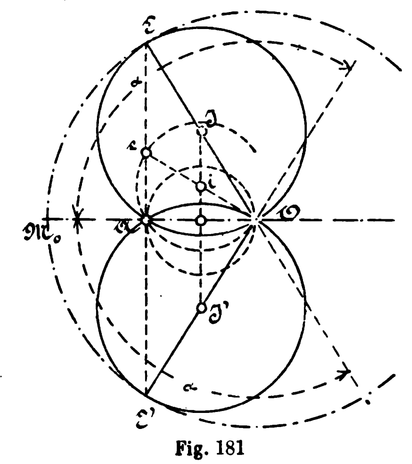


Fig. 181

Tous les centres des cercles obtenus ainsi sont sur la même ligne I I', perpendiculaire à OM_0, ils passent par le point A; on complète l'épure en traçant les circonférences des recouvrements.

Lorsque CK=KC' (point milieu), on obtient le cercle OA, l'avance à l'admission est égale à la période d'introduction, la détente est égale à la période de compression. Il y a cependant encore un diagramme moteur, mais il est très faible, et la distribution est défectueuse; de plus, elle peut se faire indifféremment dans un sens ou dans l'autre.

Pour les crans intermédiaires, on obtient une marche à détente plus ou moins prolongée, ce qu'on pouvait prévoir par la considération de l'excentrique fictif (77).

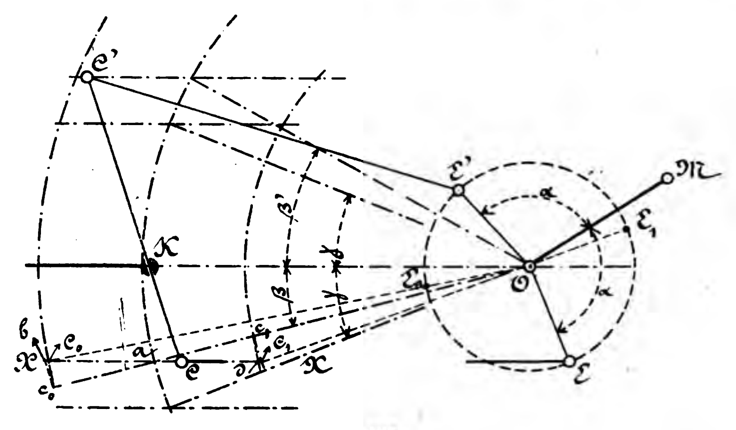


Fig. 182

Corrections dues aux obliquités. — Considérons l'excentrique OE de rayon e, actionnant un point C suivant la direction XX (fig. 182). Les

positions extrêmes de ce point s'obtiennent en décrivant de O comme centre avec $b + e$ et $b - e$ comme rayons respectifs, des arcs qui coupent XX en C_0 et C_1, les positions correspondantes de E sont E_0 E_1 ; nous pouvons, sans grande erreur, supposer que ces points sont diamétralement opposés et sur la direction O*a* (l'erreur atteindra rarement en pratique l'épaisseur du trait de crayon, car les bielles sont beaucoup plus longues que dans nos figures) ; on a, d'après la construction effectuée :

$$c_0 c_1 = 2 e$$

$C_0 C_1$ peut être remplacé approximativement par *bd*, en substituant les tangentes aux arcs c_0 et c_1.

Ainsi, le mouvement du point C équivaut à celui qui serait obtenu par un excentrique ayant pour excentricité :

$$\frac{1}{2} b d$$

et pour angle de câlage :

$$\alpha + \beta$$

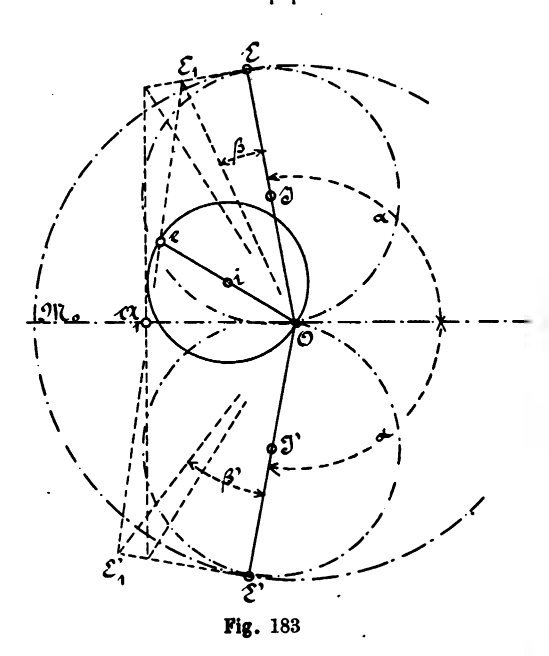


Fig. 183

Pour construire le cercle corrigé des écarts du point C, on prendra OE comme précédemment (fig. 183), puis l'angle $EOE_1 = \beta$, et on élèvera la

perpendiculaire EE_1 au rayon OE. L'égalité des triangles OE E_1, $a\,c_0\,b$ donne :

$$OE_1 = ab$$

ou, approximativement :

$$OE_1 = \frac{1}{2} C_0\, C_1$$

OE_1 est donc bien le diamètre du cercle des écarts du point C.

La même construction s'applique aux écarts du point C'. En partageant E_1 E_1' en deux parties proportionnelles aux deux segments de la coulisse, on trouve le diamètre O*e* plus exact que celui que nous avions trouvé d'abord.

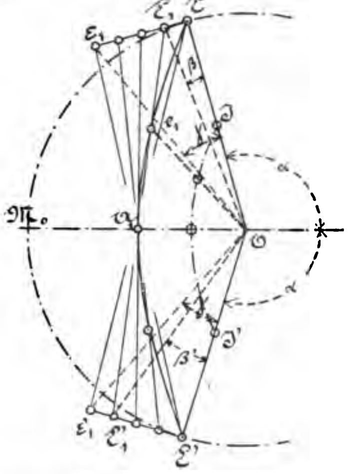


Fig. 184

Au point mort, les angles β et β' sont égaux, on trouve ainsi le diamètre OA_1 corrigé.

Lorsqu'on déplace la coulisse, la somme des angles β et β' reste très approximatiment constante, il en est de même de la somme des tangentes EE_1, $E'E'_1$; pour obtenir les points tels que *e*, il suffit donc, ayant mené $E\varepsilon_1 = E'\varepsilon'_1 = e\, tg\, \gamma$ (voir fig. 184) de partager ces tangentes en un même nombre de parties égales, de numéroter ces divisions en sens inverse, et de joindre les points qui portent le même numéro, les points tels que e_1 partagent chacun la droite sur laquelle ils sont situés en deux segments proportionnels à ceux de la coulisse, lesquels sont approximativement dans le même rapport que les tangentes EE_1, $E'E_1'$ des angles β et β'.

La courbe qui contient les points e_1 est une parabole, comme il serait facile de le démontrer d'après ce mode de construction.

Ainsi, une épure beaucoup plus exacte que la première est obtenue en substituant la parabole EA_1E' à la droite EE' ; les centres des cercles se trouvent sur la parabole I I'.

Cas de la coulisse à bielles croisées. — La coulisse précédente est dite à barres ouvertes, c'est-à-dire que celles-ci ne se rencontrent pas lorsque la manivelle est au point mort avant ; la disposition inverse (fig. 185), est dite à barres croisées. En raisonnant comme dans le cas précédent,

on reconnait que les angles de calage doivent être diminués de β et β' respectivement pour les deux excentriques ; β et β' ayant, du reste, des

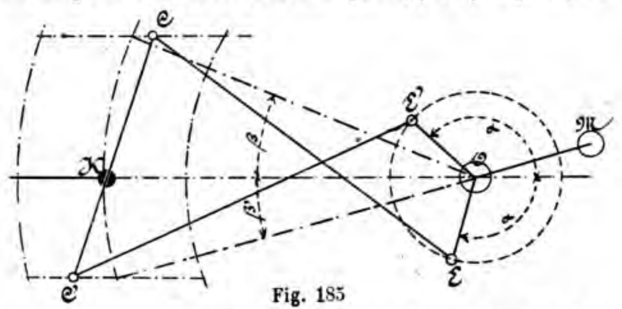


Fig. 185

valeurs variables avec la position de la coulisse ; la parabole EA_1E' est ici courbée en sens inverse (fig. 186) de même que celle qui contient les centres des cercles polaires.

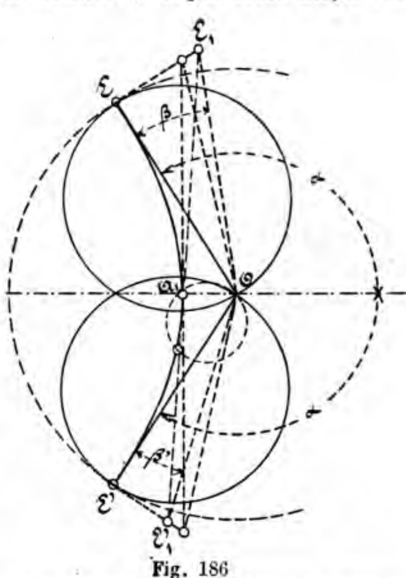


Fig. 186

Les deux systèmes, à barres ouvertes ou à barres croisées, ont la propriété de réduire la fraction d'admission lorsque la coulisse se rapproche de sa position moyenne, ou lorsque son levier de commande est arrêté dans un cran qui se rapproche de plus en plus du point milieu ; toutefois, ainsi que cela arrive lorsqu'on change l'angle de calage d'une distribution ordinaire, les périodes d'échappement sont modifiées ; on reconnaitra facilement que les phases de la distribution sont affectées des changements suivants pour les crans intermédiaires :

	BARRES OUVERTES	BARRES CROISÉES
Avance linéaire à l'introduction. . .	augmente	diminue
Introduction.	diminue	id.
Avance angulaire à l'échappement . .	augmente	augmente
Avance linéaire à l'échappement . .	id.	diminue
Compression.	id.	augmente
Avance angulaire à l'admission . . .	id.	augm. généralement

L'augmentation de l'avance à l'échappement et de la compression est le caractère le plus saillant des deux systèmes, il est rendu sensible sur les courbes d'indicateur. La figure 187 représente les diagrammes obtenus pour trois crans différents ; pour l'admission la plus faible, la compression est exagérée.

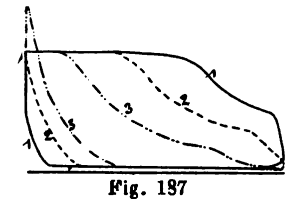


Fig. 187

On peut corriger jusqu'à un certain point l'inégalité des avances linéaires en admettant des angles de calage différents pour la marche en avant et la marche en arrière, lorsque celle-ci n'est qu'accidentelle; on s'attache alors à mettre la marche habituelle dans les meilleures conditions, en sacrifiant un peu la marche en arrière.

Courbure de la coulisse. — La forme de la coulisse n'a pas d'influence

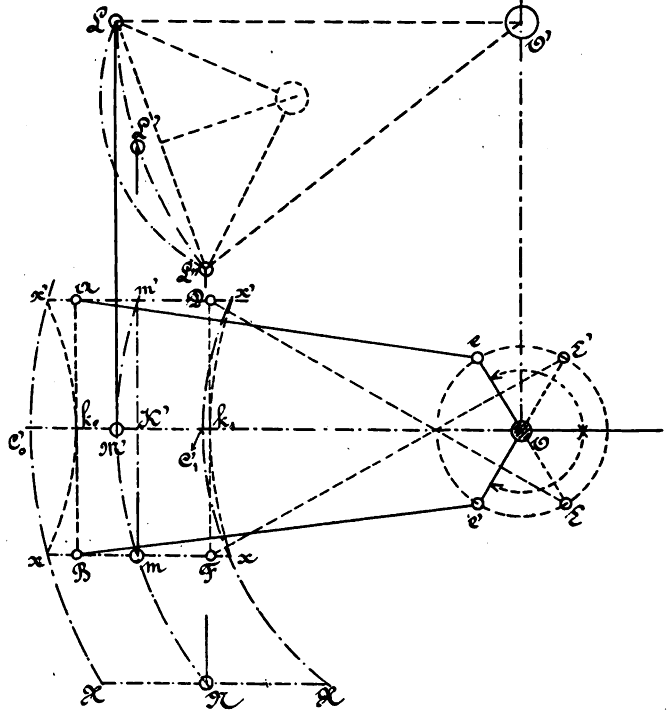


Fig. 188

sur la grandeur des écarts communiqués au tiroir, ni par conséquent sur la course de cet organe pour un cran déterminé, mais de cette

forme dépend la position moyenne du tiroir. Il est évident que cette position moyenne doit rester invariable quel que soit le cran que l'on considère, sinon le tiroir n'oscillerait pas symétriquement relativement aux lumières du cylindre; une coulisse droite ne satisferait pas à cette condition, il faudra donc lui donner une courbure convenable.

Supposons une coulisse à barres ouvertes dans l'une de ses positions extrêmes (fig. 188); du centre de l'arbre décrivons les circonférences de rayons $b + e$, $b - e$ et b; les positions extrêmes du coulisseau sont : C'_0 C'_1, sa position moyenne est M'. L'extrémité inférieure de la coulisse se déplace sur la trajectoire XX, approximativement rectiligne, parallèle à OM', et distante de cette ligne de la longueur de la coulisse.

Plaçons maintenant le levier au cran milieu: les trajectoires des extrémités de la coulisse deviennent xx et $x'x'$ respectivement, et si nous traçons toutes les positions de la coulisse supposée droite, nous obtiendrons pour leurs enveloppes les deux courbes xk_0x' et xk_1x', qui sont sensiblement *symétriques* par rapport à la droite mm' [1].

La position moyenne du coulisseau sera donc le point K', obtenu en joignant $m'm$; cette position ne coïncide pas avec le point M', et pour corriger cette différence, il suffira évidemment de donner à la coulisse la flèche K'M' au point milieu.

L'arc de cercle ou la ligne droite sont les seules formes compatibles avec le glissement du coulisseau, on donnera donc à l'axe de la coulisse la forme de l'arc $m'M'm$. C'est au point milieu que la correction K'M' est maximum, car elle est nulle aux points extrêmes, et elle varie d'une manière continue; l'arc de cercle conviendra donc approximativement pour les points intermédiaires. Ainsi: *la coulisse doit avoir la forme d'un arc de cercle dont le rayon est égal à la barre d'excentrique.* On vérifierait facilement que cette forme convient aussi à la coulisse à barres croisées.

Suspension de la coulisse. — L'articulation inférieure de la coulisse doit décrire, dans les deux crans extrêmes et le cran moyen, les trajec-

1. On reconnaît facilement que cette symétrie doit exister, car la position verticale AB est produite par les positions Oe, Oe' des excentricités; de même DF résulte des positions OE, OE' de ces rayons; ainsi les trois points A, m', D sont obtenus en décrivant des points e, O, E des arcs ayant pour rayon la barre d'excentrique; il est visible que l'on aura très sensiblement Am' = m'D chaque fois que l'excentricité sera modérée vis-à-vis de la longueur de la coulisse, cette condition n'est du reste pas remplie dans nos figures, où, dans un but de clarté, l'excentricité est toujours exagérée, les barres étant au contraire très courtes.

toires XX, *xx*, $C'_0C'_1$, ou plutôt, des arcs de cercle qui se rapprochent de ces trajectoires; on obtiendrait ce résultat en suspendant l'articulation à l'extrémité d'un levier dont l'extrémité décrirait un arc LL'L'', de même rayon que l'arc M'*m*N; cette condition serait remplie par un levier tel que O'L, dont le rayon serait égal à la barre d'excentrique.

La distance OO' devrait être assez grande pour rendre insensible la courbure des trajectoires XX, etc.; des raisons pratiques s'opposent à l'adoption de ce mode de suspension, on le remplace par un système qui n'affecte pas les positions extrêmes, en sacrifiant la position moyenne, et l'on place le centre de l'arbre de relevage sur la perpendiculaire élevée au milieu de la corde LL''. On n'est généralement pas libre de placer cet arbre où l'on veut, car il faut que le bâti se prête aux attaches nécessaires, etc.

Diverses formes de coulisses. — Les coulisses employées dans les machines marines se composent de deux joues arquées présentant leurs tourillons à l'extérieur (fig. 189 à 191), le tourillon milieu sert d'ordi-

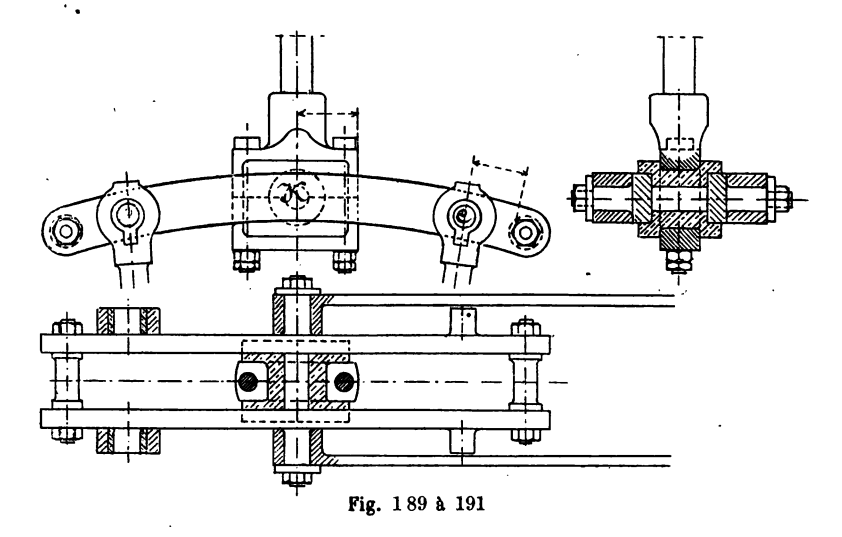


Fig. 189 à 191

naire à l'attaque par l'arbre de relevage; le coulisseau glisse entre ces deux joues, il se compose de deux coussinets séparés par un tourillon sur lequel s'articule la tige de tiroir. Cette forme de coulisse est la plus rationnelle, elle n'introduit pas d'autres perturbations que celles dont il a été fait mention dans la théorie lorsque les points C et C' peuvent venir coïncider avec le centre K du coulisseau.

La forme (fig. 192) est plus souvent employée dans les locomotives, les articulations sont reportées à une certaine distance de l'axe, et lorsque la coulisse est oblique, il en résulte une perturbation due à l'obliquité des éléments *ab*. On trouve aussi très fréquemment la forme (fig. 193), le coulisseau dans sa position extrême n'est plus en face de l'articulation, on fait l'étude comme si la coulisse avait la longueur KK', et on diminue sur l'épure les angles de calage des excentriques en même temps que leur excentricité, pour tenir compte de l'allongement KC; cette opération demande quelques tâtonnements sur lesquels il est inutile d'insister.

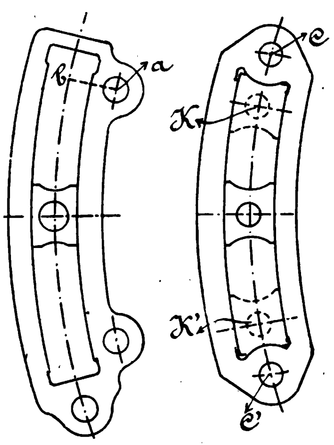


Fig. 192-193

Pour les petites machines, la coulisse se réduit quelquefois à une simple barre qui passe dans le coulisseau; comme celui-ci doit pouvoir s'orienter, il présente extérieurement la forme d'un tourillon et il est noyé dans une chape de la tige.

La coulisse doit toujours être assez longue pour ne prendre que des obliquités modérées, ce qui diminue les perturbations et le glissement du coulisseau, tout en facilitant la manœuvre.

Épures de vérification, etc. — C'est surtout pour les distributions par coulisses qu'il est nécessaire de faire des épures de vérification; on fait en grandeur d'exécution des tracés pour les crans extrêmes et un ou deux crans intermédiaires, on consigne les résultats sur une épure elliptique. Des instruments analogues au dianomégraphe de M. Pichault (76) peuvent rendre des services dans les bureaux où l'on étudie beaucoup de locomotives. Pour les cas normaux, on reconnaîtra en général que les éléments arrêtés par l'épure peuvent rester définitifs; pour les autres, on sera amené à modifier légèrement la suspension, etc.

94. — *Coulisse renversée, ou de Gooch.* — La supension de la coulisse est fixe, c'est-à-dire que son point milieu est assujetti par des guides ou une paire de tringles, à rester exactement ou approximativement sur l'axe OT (fig. 194), Le coulisseau K est relié par la bielle *b'* à l'articulation T, l'arbre de relevage agit sur un point D de cette bielle.

Lorsque la manivelle est en l'un de ses points morts, la corde CC'

est perpendiculaire à la ligne d'action OT, on a soin de donner à la coulisse la forme d'un arc de cercle de rayon b'; pour les positions indiquées, le centre de la coulisse est donc en T; or, pour ces positions, le tiroir découvre la lumière de l'avance linéaire, il en résulte que *l'avance linéaire est constante* pour tous les crans.

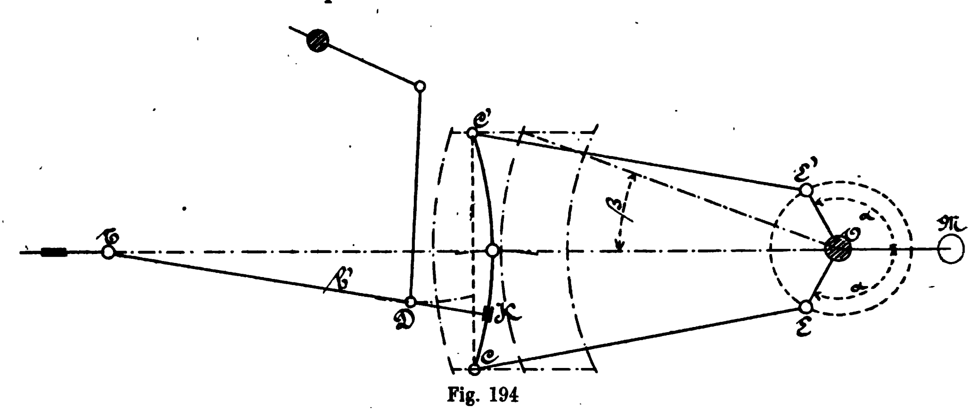


Fig. 194

L'épure se trace comme pour la coulisse de Stephenson, les angles de calage réels étant portés en α, et les rayons d'excentricité en OE, OE' (fig. 195); on ajoutera à ces angles l'obliquité moyenne β de chaque barre d'excentrique: on trouvera les cercles des marches aux crans extrêmes OE_1, OE_1', ainsi que leurs centres I, I'; l'égalité des avances linéaires astreint tous les cercles à passer par le point A.

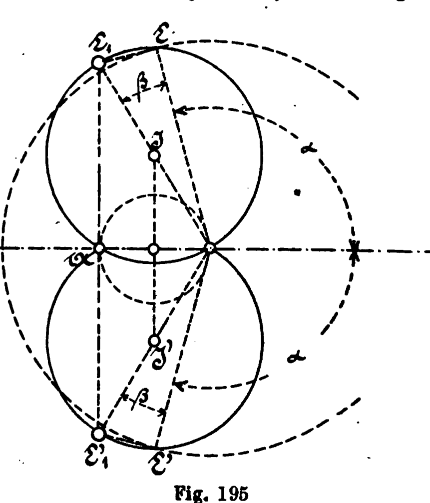


Fig. 195

Comparé à la coulisse de Stephenson, le système de Gooch a pour lui l'avantage de l'égalité des avances linéaires; il est un peu plus compliqué, quelques Compagnies françaises l'emploient néanmoins dans leurs locomotives; sa manœuvre est un peu moins dure que celle de la coulisse Stephenson, où l'on doit déplacer un attirail plus lourd, comprenant même les colliers d'excentriques; il est aussi plus facile à équilibrer.

95. — *Coulisse d'Allan.* — Dans ce système (fig. 196), qui participe des deux précédents, on s'est imposé comme condition d'avoir une coulisse rectiligne, la coulisse et le coulisseau sont mobiles en sens contraire, ils s'équilibrent partiellement; les avances linéaires ne sont pas constantes comme dans la coulisse Gooch, mais elles varient moins

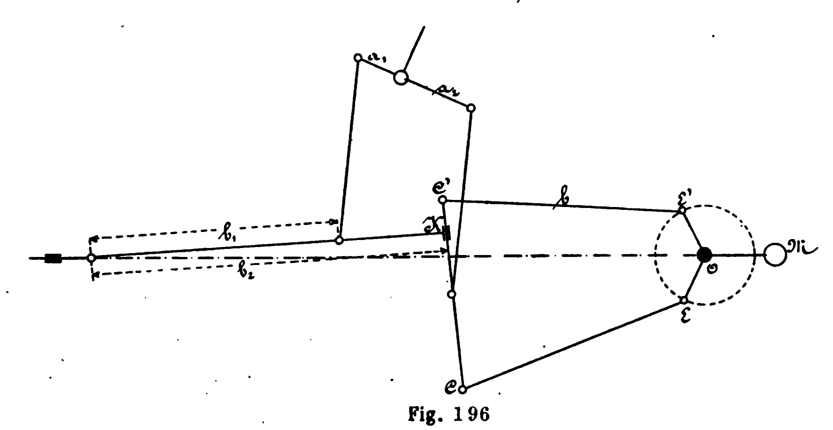


Fig. 196

qu'avec la coulisse Stephenson. L'épure se trace comme celle du n° 93, elle donne lieu à des corrections du même genre pour les obliquités, mais ces corrections sont plus faibles aux crans du milieu, et elles ne s'annulent pas aux crans extrêmes. La coulisse d'Allan est fréquemment employée en Allemagne dans les locomotives (1). On reconnaîtra que les éléments marqués sur la figure sont reliés par l'équation :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{b_1}{b_2}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{b}{b_2}}\right)$$

96. — *Système Walschaerts* (2). Le mouvement du tiroir, c'est-à-dire celui de son articulation T, (fig. 197), dépend à la fois du mouvement de

1. Voir *Engineering*, 1881, 2e sem., p. 572, l'arrangement élégant d'*Aveling* et *Porter*.

2. M. *Walschaerts*, alors chef d'atelier aux Chemins de fer de l'État belge, fit breveter, le 5 octobre 1844, ce système de distribution qui ne comporte qu'un seul excentrique; il fut appliqué en Allemagne en 1850-51 à une locomotive des chemins de fer du Taunus par M. *Heusinger von Waldegg*, ce qui l'a fait attribuer à tort par M. Zeuner à cet ingénieur, la plupart des auteurs ont répété et perpétué cette erreur. (Voir au sujet de la priorité de cette invention le rapport de M. Dwelshauvers-Dery sur l'Exposition de Paris en 1878, classe 54). Le système Walschaerts, très répandu sur le continent, l'est peu en Angleterre, on en a fait quelques applications aux machines marines; la distribution appliquée par M. Brock aux paquebots d'Ostende à Douvres ne diffère pas du système Walschaerts.

la crossette par le levier TF_0 (*dit levier d'avance*), et du mouvement de l'excentrique $O\,E_0$ calé à angle droit sur la manivelle. Cet excentrique communique à la coulisse $A_0\,B_0$ un mouvement d'oscillation autour du point fixe I, mouvement qui est renvoyé par un coulisseau et une bielle à un point intermédiaire N du levier d'avance.

C'est la position du coulisseau sur l'arc $A_0\,B_0$ qui détermine le mode

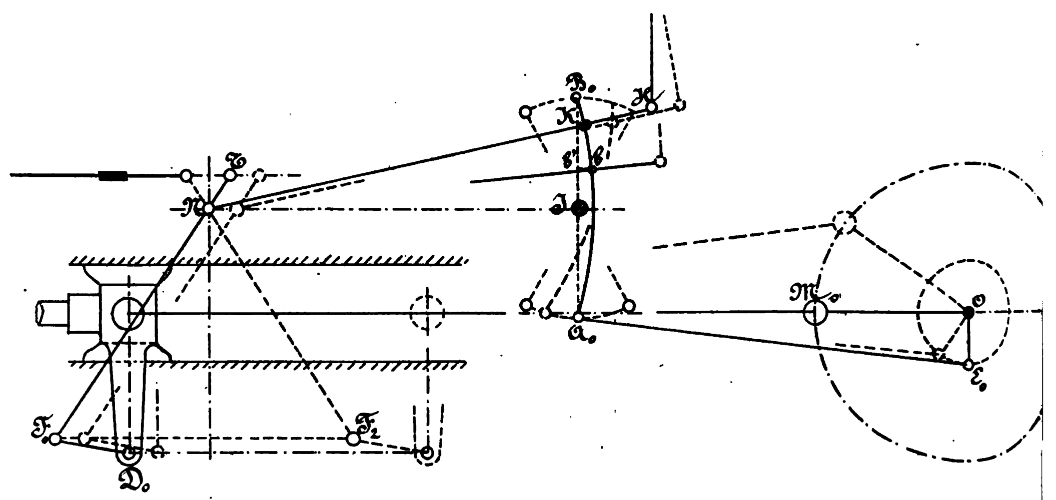


Fig. 197

de distribution et le sens de marche. L'arbre de relevage supporte, au moyen d'un levier et d'une bride de suspension, le point H de la bielle NK, et le point H, étant assujetti par cela même à décrire un arc de cercle, il en résultera une certaine oscilliation du coulisseau qui peut amener des perturbations.

On peut faire l'étude approximative de cette distribution en admettant certaines hypothèses qui, en général, conduisent assez près du résultat. Pour l'étude rigoureuse, il faut construire une épure par points en grandeur d'exécution.

Nous raisonnerons comme si la bielle motrice était infinie, nous négligerons l'obliquité de la bride $D_0\ F_0$; la trajectoire de F_0 est un arc assez compliqué auquel nous substituerons la corde $F_0\,F_2$, parallèle à la tige de piston, nous négligerons encore l'obliquité de la barre d'excentrique $E_0\,A_0$; enfin, pour une position déterminée de l'arbre de relevage, nous admettrons que le coulisseau est fixe sur la coulisse, et que ses mouvements sont transmis exactement au point N.

Pour connaître le mouvement du point T, appartenant au levier TF_0, il suffit d'étudier au moyen du théorème de Guinotte les mouvements de deux points N et F_0 de cette barre. Nous prendrons le coulisseau dans une position *b* quelconque.

Le mouvement de N dépend directement de l'excentrique, mais celui-ci doit être renversé, à cause de l'articulation I, et son amplitude est réduite dans le rapport de I*b*' à IA_0; l'excentrique s'obtiendra donc en portant à partir de O (fig. 198), et vers le haut, le rayon d'excentricité OE, et en partageant celui-ci par le point *e* de telle manière que :

$$\frac{Oe}{OE} = \frac{Ib'}{IA_0}$$

Fig. 198

Lorsque le coulisseau est dans la région inférieure de la coulisse, les quantités telles que O*e* devront être portées vers le bas.

Le mouvement communiqué au point F_0 n'est autre que celui de la crossette, il est produit par la manivelle motrice, que nous porterons en OM. L'excentrique fictif s'obtient en joignant M*e*, et en choisissant sur cette direction le point *e*', tel que :

$$\frac{ee'}{Me'} = \frac{NT}{F_0T}$$

il suffit pour cela de mener la parallèle XX à O*e*, en choisissant les segments OX, MX, dans le rapport constant des segments NT, F_0 T, du levier d'avance.

L'excentrique fictif cherché est O*e*', son angle de calage est MO*e*', et il convient pour la marche en avant; pour toutes les autres positions du coulisseau, les centres *e*' seront sur la ligne XX ; le point *e* se meut sur la verticale OE comme la projection *b*' du coulisseau sur le bras IB_0 de la coulisse.

Il est facile de construire le diagramme de Zeuner sur ces données, et l'on voit que le système a la propriété de donner une *avance linéaire constante*; pour que le centre des positions du tiroir reste invariable, il suffit du reste de donner à la coulisse la forme d'un arc de cercle ayant pour rayon NK.

Le système Walschaerts permet de placer la tige du distributeur dans

un plan voisin du plan d'action de la bielle, ce qui peut constituer un avantage précieux dans certains cas.

Modifications du système Walschaerts. — Les distributions représentées dans les ouvrages Allemands sous le nom d'*Heusinger Von Waldegg* sont ordinairement disposées d'une manière un peu différente : le bras fixé à la crosse n'est pas relié par une courte bielle à l'extrémité inférieure du levier d'avance, il porte une genouillère dans laquelle passe l'extrémité prismatique ou cylindrique du levier d'avance; la conséquence de cette modification est que le rapport des bras NT et F_0T augmente vers le milieu de la course du piston, en donnant au tiroir des écarts un peu différents de ceux indiqués par les cercles polaires, le changement est surtout sensible dans les crans rapprochés du milieu, cette modification est plutôt défavorable à la distribution, comme on pourrait s'en convaincre par une épure.

M. *F.-J. Stevens*, du *Central Pacific Railroad*, a modifié la distribution Walschaerts dans un sens opposé au précédent. Son système peut être considéré comme une application des mouvements employés par Porter et Allen (89); elle exige le partage du tiroir en deux parties [1].

Le levier d'avance (fig. 199) est élargi au sommet, et l'articulation de

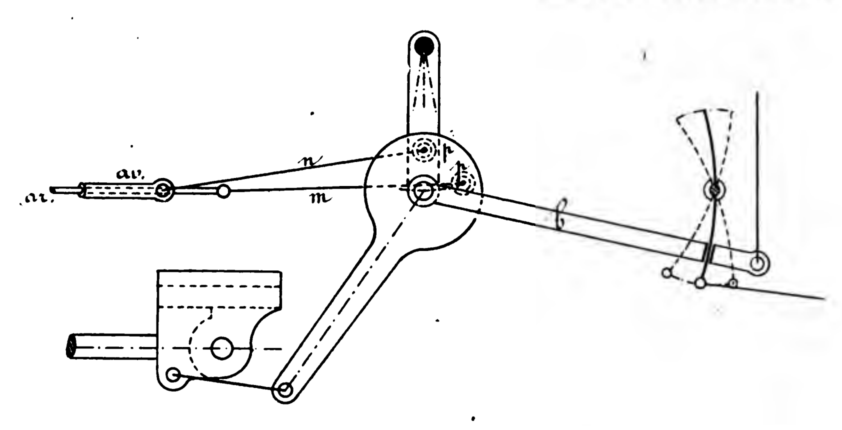


Fig. 199

la tige du tiroir est dédoublée; l'articulation de la bielle *b* du coulisseau est guidée; les deux pivots *p*, *p'* commandent les tiroirs d'arrière et d'avant par les bielles *m* et *n;* les tiroirs sont du système Trick, mais ce détail est indépendant du système; la tige du tiroir d'avant doit être

1. *American Machinist.*

creuse, pour donner passage par un presse-étoupes à la tige du tiroir d'arrière. La modification de *Stevens* déforme les cercles de Zeuner dans un sens favorable aux grandes détentes. L'épure du système devrait se faire par points, puisqu'il doit ses propriétés aux obliquités de certains de ses membres.

M. *Delville* a realisé récemment en Belgique une distribution qui est une modification de celle de Walschaerts, et où le levier d'avance est directement articulé à la crosse (fig. 200). Comme la tige du tiroir se

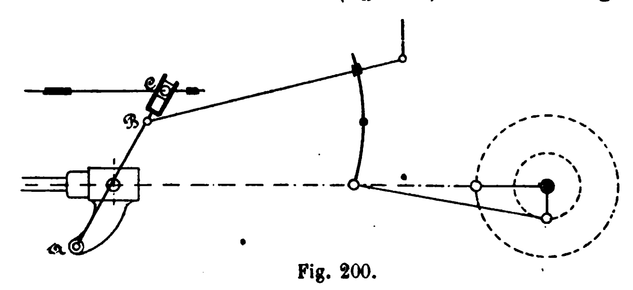


Fig. 200.

meut en ligne droite, la tête du levier d'avance est terminée par une coulisse qui joue un rôle important; en effet, le bras AB reste constant, la longueur BC est donc fortement diminuée vers le milieu, et augmentée vers les extrémités de la course; M. *Anspach*, dans une étude sur cette distribution [1], donne des diagrammes comparés faisant ressortir les avantages du système; nous en avons extrait ceux de la figure 201; les ellipses pointillées 1 et 2 sont celles d'une distribution Walschaerts, les courbes pleines I et II sont celles du système de M. Delville, pour la pleine marche et pour une introduction faible Les avantages de la modification sont très sensibles; ils se traduisent, pour les fortes introductions, par une ouverture plus soutenue de l'admission et de l'échappement, et pour les faibles introductions, par une diminution considérable de l'avance à l'échappement et de la compression.

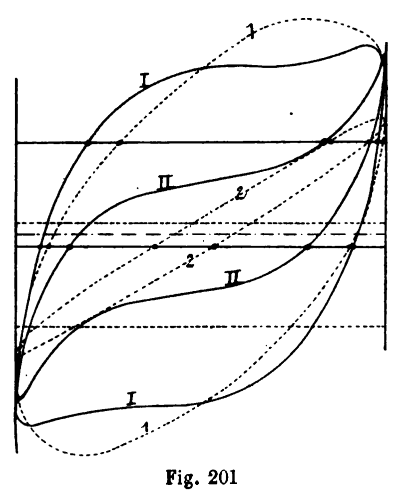
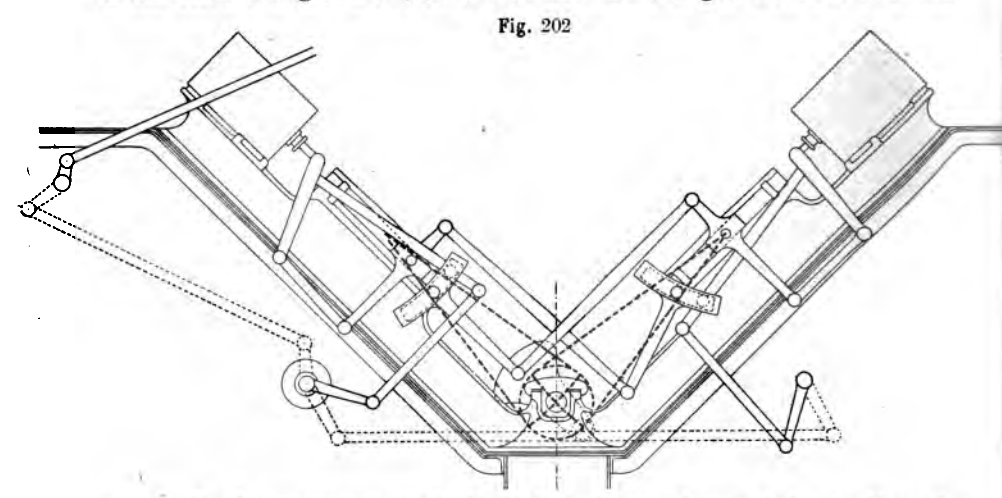


Fig. 201

1. Conférence faite le 16 mars 1894, à la Société des Ingénieurs et des Industriels. (Voir la revue *l'Industrie*, 1894.)

Les modifications de M. *Stévart* (1) laissent intactes les propriétés de la distribution; elles consistent dans la suppression complète des excentriques dans le cas où l'on a deux machines conjuguées sur deux manivelles à angle droit, ou deux machines à angle droit sur la même

Fig. 202



manivelle. Le mouvement de l'un des pistons donne à la coulisse de l'autre machine son mouvement d'oscillation (fig. 202). Enfin, M. *Kitson*, de Leeds, s'est servi, pour donner le mouvement d'oscillation à la coulisse, du mouvement transversal de la bielle (2).

97. — *Coulisse de Fink.* — Cette distribution (fig. 203) ne comporte qu'un seul excentrique OE, calé dans un sens opposé à la manivelle; la

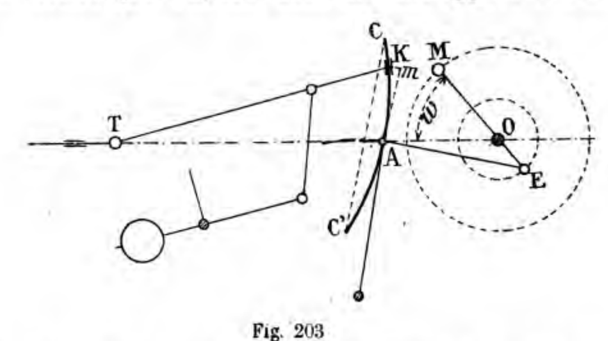


Fig. 203

1. Les premières applications de ces distributions sans excentriques ont été faites aux machines des plans inclinés de Liège, dont l'étude remonte à 1868.

2. *Engineering*, 1880, 2e sem., p. 159.

barre EA est fort courte, de manière à présenter de grandes obliquités et le point A est guidé approximativement sur l'axe OT. Le collier d'excentrique porte une coulisse CC', dans laquelle se trouve engagé le coulisseau K, qui commande la tige du tiroir.

Si l'on suppose la manivelle en l'un de ses points morts, la corde CC' est verticale, il suffit donc de donner à la coulisse le rayon de courbure TK pour réaliser des avances linéaires constantes à tous les crans.

L'étude approximative peut se faire comme il suit : remplaçons le bras courbe de la coulisse par un bras droit A*m* ; l'écart du point quelconque *m*, situé à la distance *c* du point A, se compose de l'écart dû au déplacement horizontal de A, et de l'écart dû à l'inclinaison du bras A*m* sur la verticale, c'est-à-dire que cet écart a pour valeur, en appelant *e* l'excentrique, et *l* la longueur AF :

$$\rho = e \cos \omega + e \frac{c}{l} \sin \omega$$

Cette équation est celle d'une circonférence que l'on obtient en portant (fig. 204) :

$$OA = e$$

$$AE = e \frac{c}{l}$$

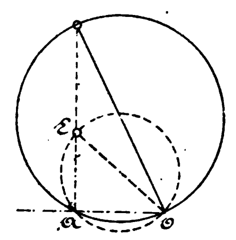


Fig. 204

La quantité OA est constante, AE est proportionnel au segment com-

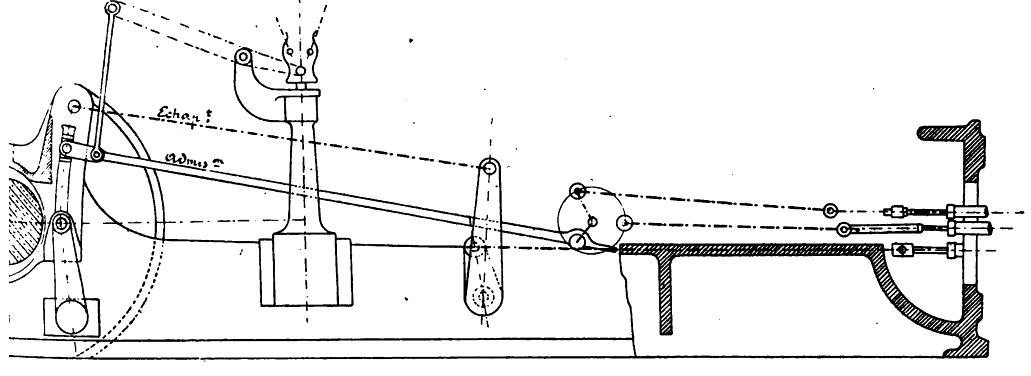


Fig. 205

pris entre le point milieu de la coulisse et le coulisseau. Le diagramme est donc identique à celui de la distribution Walschaerts.

La courbure donnée à la coulisse n'altère pas sensiblement les écarts, elle a pour but de maintenir fixe le centre de l'oscillation du tiroir aux divers crans.

Dans les machines fixes de *Porter* et *Allen*, on a employé une coulisse Fink à un seul bras, commandant par son extrémité fixe les obturateurs d'échappement, et par le coulisseau les obturateurs d'admission pour des admissions plus ou moins prolongées (fig. 205).

§ IX

DISTRIBUTIONS RADIALES [1].

98. — *Notice historique.* — On a donné ce nom à des distributions dans lesquelles un système cinématique spécial, souvent rattaché à la bielle, sert à donner à l'un de ses points un mouvement elliptique qui est utilisé pour actionner les distributeurs : ceux-ci peuvent être des soupapes ou des tiroirs ; il n'a pas été fait de distributions radiales à valves oscillantes, parce que celles-ci se prêtent beaucoup mieux à une commande au moyen de mouvements oscillants non symétriques.

Les distributions elliptiques ont surtout fait l'objet de nombreuses applications aux locomotives et aux machines marines, dans lesquelles il peut y avoir grand intérêt à disposer la tige du tiroir dans le même plan transversal que la tige de piston.

Le premier système de distribution radiale paraît avoir été celui de *Hackworth*, breveté en 1859 [2]. En 1867, M. *Ch. Brown* a substitué à la coulisse droite de Hackworth une coulisse courbe, pour éliminer les erreurs de la coulisse droite ; le même ingénieur a ensuite emprunté le mouvement de la distribution à la bielle motrice en utilisant son oscillation transversale pour remplacer un excentrique calé à angle droit sur la manivelle ; il a fait de ce système d'innombrables applications

1. Nous aurions dû à la rigueur, scinder ce paragraphe, pour en rattacher une partie aux distributions pour un sens de marche, et l'autre aux distributions à changement de marche, mais c'est le côté cinématique qui fait le principal intérêt de ces distributions, et leur caractère est assez tranché pour que nous ayons cru devoir les rassembler.

2. M. Ch. Brown l'attribue à un ingénieur français, qui l'aurait fait breveter entre les années 1840 et 1850.

variées à des machines locomotives. Les distributions radiales de M. Brown n'ont cependant été bien connues, en dehors de la Suisse, qu'à partir de l'Exposition de 1878 à Paris, où figurait une machine fixe horizontale à soupapes munie de ce genre de distribution, qui fut alors très remarquée.

En 1880, M. *David Joy* fit connaître en Angleterre le système qui s'y est répandu sous son nom, mais qui est en réalité compris dans les nombreuses combinaisons réalisées par M. Brown. En 1879, M. *Bremme*, en Allemagne, et à peu près à la même époque, M. *Marshall*, en Angleterre, ont commencé à employer une modification du système Hackworth qui consiste à remplacer la coulisse droite par une trajectoire circulaire réalisée au moyen de deux bras parallèles pivotants. Un très grand nombre de modifications ayant avec les systèmes précédents des liens de parenté ont été appliquées aux machines marines à triple expansion, parce que ces distributions permettent le rapprochement des cylindres. Après cette période d'engouement, on est plutôt revenu à la coulisse ordinaire, sauf dans des cas spéciaux où il y a un réel avantage à supprimer l'excentrique.

99. — *Systèmes Hackworth, Bremme, Marshall* [1]. — On peut rattacher tous ces systèmes à la même origine théorique.

L'excentrique est parallèle à la manivelle, c'est-à-dire que son angle de calage est nul, mais la direction moyenne de sa barre est normale à la direction moyenne de la bielle motrice, elle s'appuie en un point intermédiaire N (fig. 206), sur une directrice DD, que nous supposerons d'abord fixe et rectiligne. L'extrémité P de la barre commande, par la bielle PV, la tige du tiroir T ; la directrice DD rencontre au point I la normale OI à la ligne d'action ; la longueur EN est prise égale à E_0I.

Étudions le mouvement du point V en négligeant l'obliquité de la barre E P, ainsi que de la tringle PV. Les écarts du point V sur l'horizontale sont les mêmes que ceux du point P projeté sur la même direction ; or, les mouvements des points E et N dans le sens horizontal peuvent être facilement déterminés.

Plaçons la manivelle au point mort M_0 ; l'excentrique qui commande le mouvement horizontal de E est OE (fig. 207). Le point N, par suite de

1. Pour l'étude approximative de ces distributions, nous suivons la marche indiquée par M. *Madamet* (*Considérations géométriques relatives aux systèmes de distribution, etc.* (Brochure, Paris, E. Bernard et Cie).

son mouvement vertical sur la directrice inclinée, prend des écarts dans le sens horizontal de part et d'autre de I; pour la position M, cet écart est nN, et l'on a :

$$n\,N = n\,I \text{ tg } \beta$$

β étant l'angle formé par la directrice avec OI ; mais, puisque nous négligeons l'obliquité de la bielle, n I = E e, et :

$$n\,N = E e \text{ tg } \beta$$

L'écart n N s'obtient donc en multipliant par le rapport constant $tg\ \beta$, l'écart vertical dû à l'excentrique O E, ou bien encore, le mouvement de N dans le sens horizontal peut être considéré comme produit par un excentrique ayant pour rayon

$$O\,E \text{ tg } \beta$$

et calé à angle droit sur l'excentrique O E, l'angle étant porté dans le sens du mouvement. Portons cet excentrique en O E' (fig. 207), en cons-

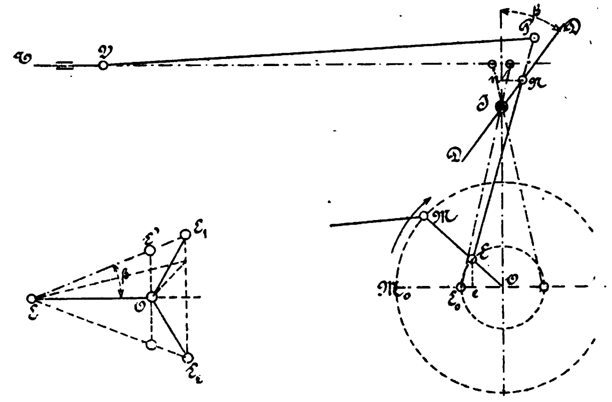


Fig. 206-207

truisant l'angle β en O EE'. Les deux excentriques qui commanderaient les points E, N sont ainsi OE, OE'. On voit que le mouvement de P s'obtiendra au moyen de l'excentrique fictif O E_1; E_1 est choisi par l'égalité :

$$\frac{E\,E'}{E'\,E_1} = \frac{E\,N}{N\,P}$$

Réciproquement, étant donné l'excentrique fictif O E_1 à réaliser pour commander le tiroir, on mènera la ligne quelconque E_1 E, O E sera le rayon de l'excentrique réel à caler suivant la direction de la manivelle,

l'angle de la directrice sera $E_1 E O$. Il y a donc une infinité de systèmes qui répondent à la question; en diminuant l'angle β, on augmente le rayon de l'excentrique, et *vice versa*. Il serait avantageux d'avoir une faible excentricité, mais on tomberait bientôt dans un inconvénient très grave : l'arcboutement du coulisseau N sur la directrice.

Supposons la directrice articulée en I, et donnons lui différentes inclinaisons, le point E_1 de l'épure se déplacera sur la verticale; il passera en E_2 si l'angle β change de signe; nous obtenons donc ainsi un système à changement de marche qui possède les mêmes propriétés que l'un ou l'autre des systèmes examinés au paragraphe précédent. L'*avance linéaire est constante* pour tous les angles de la coulisse, car lorsque la manivelle est au point mort, le point N coïncide toujours avec l'articulation de la coulisse, et le tiroir occupe une position invariable.

L'obliquité de la bielle PV, étant affectée par la position du coulisseau, modifie de quantités plus ou moins grandes l'écart du tiroir, on corrige cette irrégularité en donnant à la coulisse la forme d'un arc de cercle, dont le rayon est lié à la longueur de la bielle PV et aux segments EN, EP; on pourra du reste déterminer ce rayon par tâtonnements.

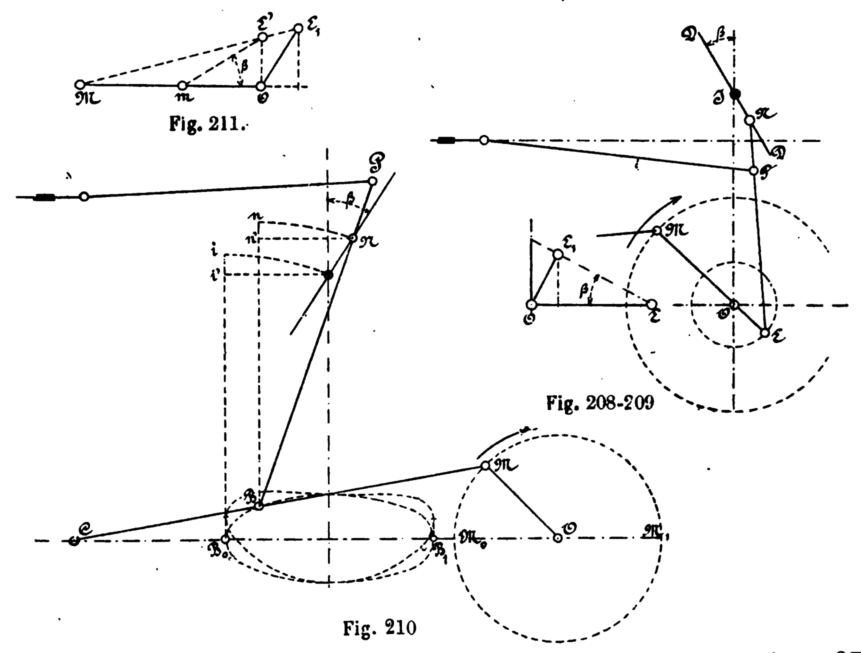


Fig. 211.

Fig. 208-209

Fig. 210

L'excentrique fictif OE_1 peut s'obtenir au moyen d'un excentrique OE

opposé à la manivelle (fig. 208), et d'une directrice inclinée en sens contraire de celle du système précédent. L'articulation P est alors située entre les points N et E (voir l'épure, fig. 209). Ce système, qui est celui de Hackworth lorsque la coulisse est droite, et que Marshall a réalisé avec une directrice courbe, exige une excentricité plus grande que le précédent, ou un angle β plus ouvert.

Lorsque l'excentrique est dans le même sens que la manivelle, comme dans le premier système, il produit des mouvements semblables à ceux de la manivelle, mais d'amplitude moindre. Il est facile de voir que l'on peut, dans ce cas, supprimer l'excentrique, et remplacer le centre E qui donne le mouvement au levier EN, par un point B choisi sur la bielle motrice elle-même (fig. 210). En effet, si nous négligeons l'obliquité de la bielle en ce qui concerne les déplacements horizontaux de ses différents points, nous voyons que le point B décrit une ellipse dont le grand axe B_0B_1 est égal au diamètre M_0M_1, et dont le petit axe est ce diamètre réduit dans le rapport de CB à CM. Au point de vue des déplacements horizontaux du point N, le mouvement emprunté à la bielle équivaut à celui d'un excentrique calé à angle droit sur la manivelle, et dont le rayon serait :

$$\frac{CB}{CM} \times OM \operatorname{tg} \beta$$

Pour construire l'épure, on portera la manivelle suivant OM (fig. 211), et on choisira le point m de telle manière que :

$$\frac{Om}{OM} = \frac{CB}{CM}$$

On prendra l'angle OmE' égal à β, puis, joignant ME', on choisira le point E_1 sur cette direction prolongée, de manière à satisfaire à la proportion :

$$\frac{ME_1}{E'E_1} = \frac{BP}{NP}$$

Pour que l'obliquité de la bielle BP n'amène pas de trop grandes perturbations, l'axe de la tige du tiroir devra être placé fort loin de la ligne d'action CO ; aussi, ce système de distribution ne convient sous cette forme qu'à des machines à renvoi par balancier, ou à des moteurs marchant habituellement dans un sens; il devient possible, dans ce dernier cas, d'obtenir pour la marche habituelle une distribution acceptable, en adoptant des recouvrements différents pour les deux lumières.

Dans le cas d'un renvoi par balancier, l'épure doit d'ailleurs être modifiée pour tenir compte du changement de signe des déplacements du piston, et le point P doit être situé entre B et N, mais une autre modification intervient, car le pied de la bielle décrit un arc de cercle, et altère la trajectoire du point B dans un sens favorable à la correction de l'obliquité de BN.

On peut considérer l'emploi du balancier comme exceptionnel, le système n'a été appliqué qu'à de petites locomotives spéciales. Pour les machines à action directe, les perturbations dues aux obliquités exigent un correctif que M. *Brown* avait appliqué à de petites machines verticales (obtenant ainsi le système produit plus tard par Joy), et à un moteur horizontal à soupapes.

L'effet de l'obliquité du levier BN (fig. 210), est d'altérer plus ou moins la hauteur à laquelle le coulisseau N est renvoyé par suite du mouvement vertical de B; l'erreur pour la position de la figure est *nn'*, elle serait *ii'* au point mort, où elle atteint son maximum; pour la corriger, il suffirait par exemple, de déformer la trajectoire à laquelle le mouvement de B est emprunté, de manière à la relever aux points morts B_0 B de la quantité *ii'*, en laissant le petit axe invariable; mais cette dernière condition n'est pas nécessaire, on peut trouver beaucoup de courbes donnant de bonnes solutions.

Dans l'un des dispositifs de Brown, la déformation de la trajectoire est obtenue au moyen d'une bielle secondaire LB (fig. 211), suspendue par l'extrémité L à un levier oscillant autour du pivot fixe I; c'est un point *l* de ce levier qui est utilisé.

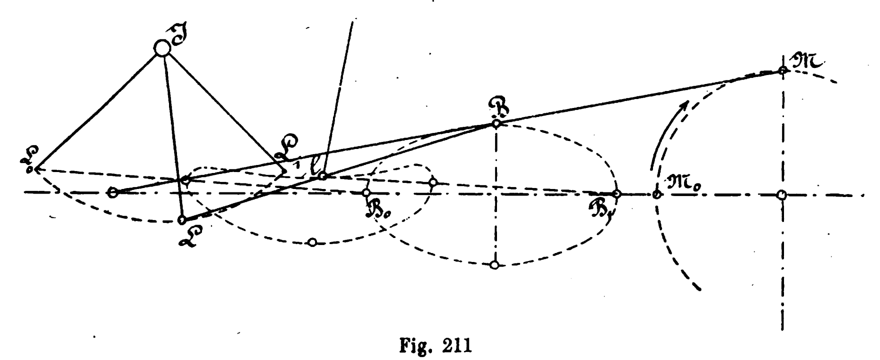


Fig. 211

Dans l'autre disposition, d'un aspect plus symétrique, employée à peu près exclusivement par la suite et connue en Angleterre sous le nom de

distribution Joy, la bielle secondaire BL est dirigée autrement (fig. 212); son extrémité L décrit un arc de grand rayon, coïncidant pratiquement avec le petit axe prolongé de l'ellipse du point B; le point l situé à peu près au tiers de BL à partir de B commande la distribution. Brown a généralement employé, pour guider le point N, un système articulé analogue au parallélogramme d'Evans, tandis que les distributions de

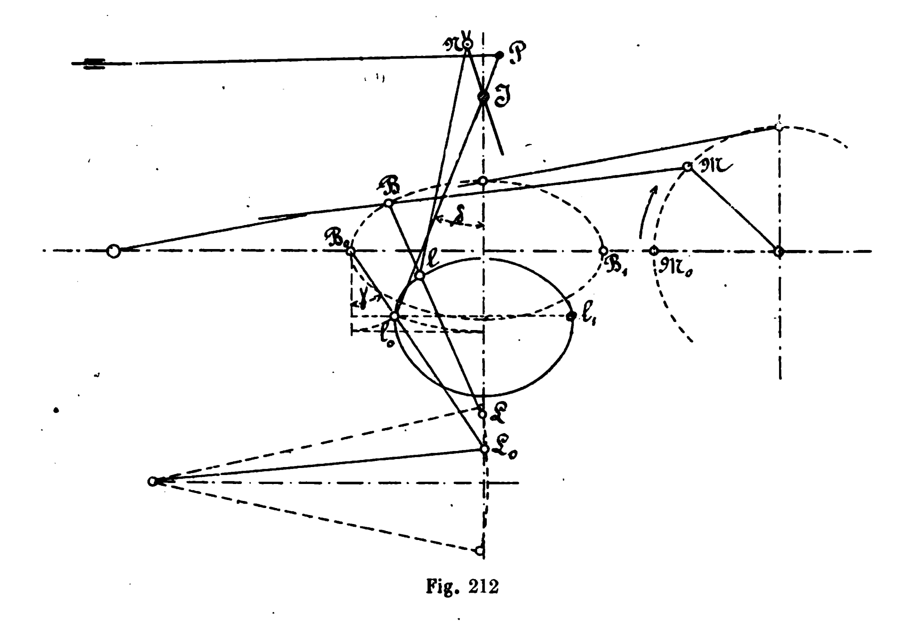


Fig. 212

Joy ont une coulisse en arc de cercle.

Dans cette seconde disposition, l'amplitude horizontale de la trajectoire de l est :

$$l_o\, l_1 = B_o\, B_1 \times \frac{L\, l}{L\, B}$$

L'amplitude verticale est la même que celle du point B.

C'est l'obliquité du membre Bl qui corrige celle du segment lN ; on devra donc avoir :

$$B_o\, l_o\, (1 - \cos \gamma) = l_o\, I\, (1 - \cos \delta)$$

Il est très facile de trouver l'épure approximative de la distribution en cherchant l'excentrique fictif qui commande le point P. Nous avons fait

remarquer (1) qu'en choisissant un second point situé au delà de P sur le levier lN, on réaliserait un excentrique fictif capable de conduire un tiroir de détente.

100. — *Observations pratiques.* — Les distributions radiales présentent une certaine analogie avec le système *Walschaerts;* le levier que l'on retrouve dans toutes les variétés décrites joue évidemment le même rôle que le levier d'avance, mais il sert en outre à donner au tiroir le mouvement partiel qu'il tire de l'excentrique dans le système Walschaerts; la coulisse oblique ou les leviers articulés qui la remplacent constituent un moyen simple de renvoyer le mouvement transversal de l'excentrique ou de la bielle dans le sens de la tige du tiroir. On remarquera que le mode de renvoi par coulisse, très séduisant par sa simplicité, ne peut être employé que dans certaines limites d'inclinaison; tandis que, dans les systèmes ordinaires, le déplacement du coulisseau dans la coulisse est un mouvement exceptionnel que l'on produit seulement lors du renversement de marche, ce glissement est, dans les distributions radiales, le déplacement habituel; la coulisse demande donc une lubrification abondante et de grandes surfaces frottantes afin de diminuer l'usure; il faut de plus que dans ses positions extrêmes son

1. *Étude sur les distributions sans excentriques*, (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, t. VII, 1883-84, p. 161.

M. *Bonjour* a réalisé un système de distribution dans lequel le tiroir principal et les tasseaux de détente prennent leur mouvement sur un même collier d'excentrique, un point de celui-ci étant astreint à parcourir une directrice déplacée par le régulateur (*Revue technique de l'Exposition* de 1889) ; on peut en effet obtenir de cette manière une distribution irréprochable au point de vue cinématique, mais qui exige un régulateur d'une puissance très grande. Le système de M. Bonjour se rattache aux distributions radiales, à part les corrections dues aux obliquités.

Voir pour une étude plus complète des distributions radiales : *Engineering*, 1880, 2e sem., p. 127 (*Marshall*), idem., p. 271 (Diverses dispositions avec notice historique, par *Ch. Brown*), idem., p. 139 (*Joy*) ; 1881, 2e sem., p. 460 (Étude théorique au moyen du diagramme polaire) ; 1882, 1er sem., p. 582 (Distribution *Klug*) ; 1885, 1er sem., p. 511 (Distribution *Kirk*) ; idem., p. 667 (Distribution *Morton*); 1885, 2e sem., p. 376 (Modification du système *Joy*) ; 1886, 1er sem., p. 61 (*On some Modern Valve Gear*, par *Otto Grunger*, de New-York); 1886, 2e sem., p. 104 (Distribution *Bryce Douglas*); id., p. 279, 359 (*Radial Valve Gears*, étude théorique analysant un grand nombre de dispositions) ; 1887, 1er sem. p. 564 (locomotive *Worsdell* avec distrib. *Joy*) ; 1888, 2e sem., p. 330 (*Payton*), 1889, 1er sem., p. 656 (locomotive *Webb* avec distribution *Joy*).

Zeitschrift des V. D. I.. 1893 ; *Diagram für Lenkersteuerungen* par *C. Oertling*, p. 332; *Verbundsteuerungen* par *L. Fraenzel*, p. 611 et 730.

inclinaison soit modérée [1]. Pour les machines à grande vitesse, il y aurait lieu également d'analyser les forces d'inertie auxquelles donne lieu l'attirail rattaché à la bielle ; ces forces produisent en tous cas une fatigue de cette pièce.

§ X

DISTRIBUTIONS PAR DÉCLENCHEMENT.

101. — *Notice historique.* — L'ingénieur américain *Sickels* fit breveter en 1841 un système de distribution appelé détente par distribution libre, que *Hogg* appliqua à peu près à la même époque à la machine du bateau *South-America.* Dans ce système, les soupapes d'admission, soulevées par la machine, étaient déclenchées par le contact d'un coin dont le machiniste pouvait faire varier la position; ce mécanisme avait une certaine analogie avec la commande des soupapes d'admission des machines Nolet (111). Sickels modifia ce dispositif plus tard, mais c'est à Corliss [2] que l'on doit le déclenchement par le régulateur ; la première machine de ce système fut construite en 1848, et l'invention fut brevetée l'année suivante. Un très grand nombre de systèmes de commande se sont succédé depuis lors, mais on y retrouve les mêmes principes. Corliss a d'ailleurs complètement remanié la machine à vapeur au point de vue organique et constructif; on lui doit les nombreuses formes de bâtis pour machines horizontales, verticales, à balancier, combinés rationnellement pour équilibrer les réactions; il a refondu la distribution et la disposition du cylindre avec l'objectif de réduire l'espace nuisible, d'obtenir

1. Dans les locomotives, ces divers points demandent une sérieuse attention : par temps sec, la poussière de ballast s'attache sur les surfaces onctueuses, l'angle du frottement augmente, et il peut y avoir arcboutement; l'effort se reporte alors à peu près au milieu de la bielle et y produit un grand moment fléchissant qui peut la fausser et qui a quelquefois causé des ruptures.

2. G.-H. Corliss, né à Easton (Washington), en 1817, mort en 1888 à Providence, où se trouvaient ses ateliers. *Inglis* et *Spencer* ont construit des machines à déclenchement en Angleterre dès 1863, mais la première machine Corliss Américaine a été importée sur notre continent en 1867, lors de l'Exposition de Paris ; c'est à cette époque que plusieurs maisons commencèrent sa construction en Europe.

des mouvements rapides d'ouverture et de fermeture des obturateurs par des dispositions cinématiques spéciales, et enfin de mettre l'introduction sous le contrôle du régulateur. Ce dernier perfectionnement était déjà réalisé, au moins en France, par les machines de Farcot, mais d'une manière différente.

Les changements que Corliss a apportés à la machine à vapeur ont pour ainsi dire créé une nouvelle voie; les constructeurs européens ont étendu les principes des machines à déclenche et en ont diversifié les modifications à l'infini; quelques-uns même ont créé des types entièrement originaux et qui ont fait école; on peut citer en première ligne la machine à soupapes de la maison Sulzer, créée par M. Ch. Brown vers 1867, et qui n'a subi depuis lors que peu de changements.

102. — *Principe des distributions par déclenchement.* — Les obturateurs d'admission sont ouverts par la machine: mais, au moment où ils doivent se fermer, leur liaison avec les organes de commande est rompue, et ils obéissent à un moyen de rappel énergique (contre-poids, ressort, piston); ils restent fermés jusqu'au moment où ils sont repris à nouveau par le mécanisme qui doit les ouvrir. Les obturateurs d'échappement restent constamment sous la dépendance de la machine, et leur mouvement n'est pas influencé par le régulateur.

Le régulateur intervient donc pour rompre la liaison entre les valves d'admission et leurs organes de commande liés desmodromiquement à la machine; ce résultat est obtenu au moyen d'un déclic équivalent aux détentes employées en horlogerie, et que le régulateur, suivant sa position, déclenche plus ou moins tôt. Il ne faut, pour opérer le déclenchement, qu'un effort insignifiant, et l'on peut donc employer des régulateurs peu énergiques sans que leur sensibilité devienne insuffisante.

Comme conséquence de ce principe, les obturateurs d'échappement doivent être séparés de ceux de l'admission; il faut de plus que les deux obturateurs d'admission soient distincts, c'est-à-dire que les systèmes à déclenchement comportent forcément quatre obturateurs.

On a cependant appliqué la fermeture par déclenchement aux distributions par tiroirs composés du genre Meyer; le tiroir principal reçoit son mouvement invariable habituel, et chacun des tasseaux est libéré en temps voulu par un déclic; mais ce système, qui n'a du reste été employé que pour des machines de dimensions modérées, a été abandonné.

La déclenche peut s'adapter aux valves de tous systèmes possédant un mouvement alternatif (tiroirs plans, valves oscillantes, soupapes équilibrées).

M. *Radinger* a établi la classification suivante, à laquelle on peut rapporter tous les systèmes :

Premier Groupe.	Les organes liés à la machine commandent les valves par une pièce mobile légère qui forme le déclic.	*Premier genre :* Le déclic est articulé aux organes liés desmodromiquement à la machine *(Corliss)*.
		Deuxième genre : Le déclic est porté par les pièces liées à l'obturateur *(Corliss, Nolet, etc.)*.
Deuxième Groupe	Les organes liés à la machine entraînent les valves par le contact de deux pièces ou butoirs, l'un est rattaché à la commande, l'autre est relié aux valves.	*Premier genre :* Le régulateur modifie la trajectoire du butoir rattaché aux pièces dépendant de la machine *(Sulzer ancien système, Frikart)*.
		Deuxième genre : Le régulateur modifie la trajectoire du butoir rattaché aux valves *(Sulzer nouveau système)*.

Il serait facile de trouver, parmi des systèmes connus, de nombreux représentants des quatre genres, mais nous n'étudierons que les plus répandus, le lecteur généralisera facilement leurs dispositions.

103. — *Machines Corliss.* — Les forces de rappel étaient primitivement empruntées à des contrepoids [1], mais on n'a pas tardé à les remplacer par des ressorts, dont l'énergie peut être fort grande. Le type de 1867 comportait deux ressorts à lames, qui ont été conservés jusqu'aujourd'hui par MM. *Lecouteux* et *Garnier* [2]. Au fur et à mesure que la vitesse a augmenté, le temps de fermeture devenant plus petit, il a fallu augmenter la puissance des moyens de rappel; c'est généralement un piston pressé par la pression atmosphérique que l'on emploie dans les

1. Le contrepoids ne peut prendre, lorsqu'il est libre, que l'accélération de la pesanteur; pour obtenir un mouvement de fermeture de plus en plus rapide, le poids doit être attelé de plus en plus près de l'axe de rotation de la valve, mais comme il doit vaincre les frottements et produire l'accélération des pièces, il doit être de plus en plus lourd et il deviendrait bientôt inapplicable.
2. *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, T. II, pl. 15-16.

machines à valves. On fait quelquefois usage de pistons pressés par la vapeur.

Type à ressorts. — Dans le système de 1867, dit à lames de sabre, la barre d'excentrique communique au plateau P (fig. 213) un mouvement d'oscillation autour du pivot fixe I. Ce plateau présente deux articulations e, e_1 (une sur chaque face), pour la commande des valves d'échappement placées à la génératrice inférieure du cylindre, et deux articulations a, a_1, pour la commande des obturateurs d'admission. Prenons,

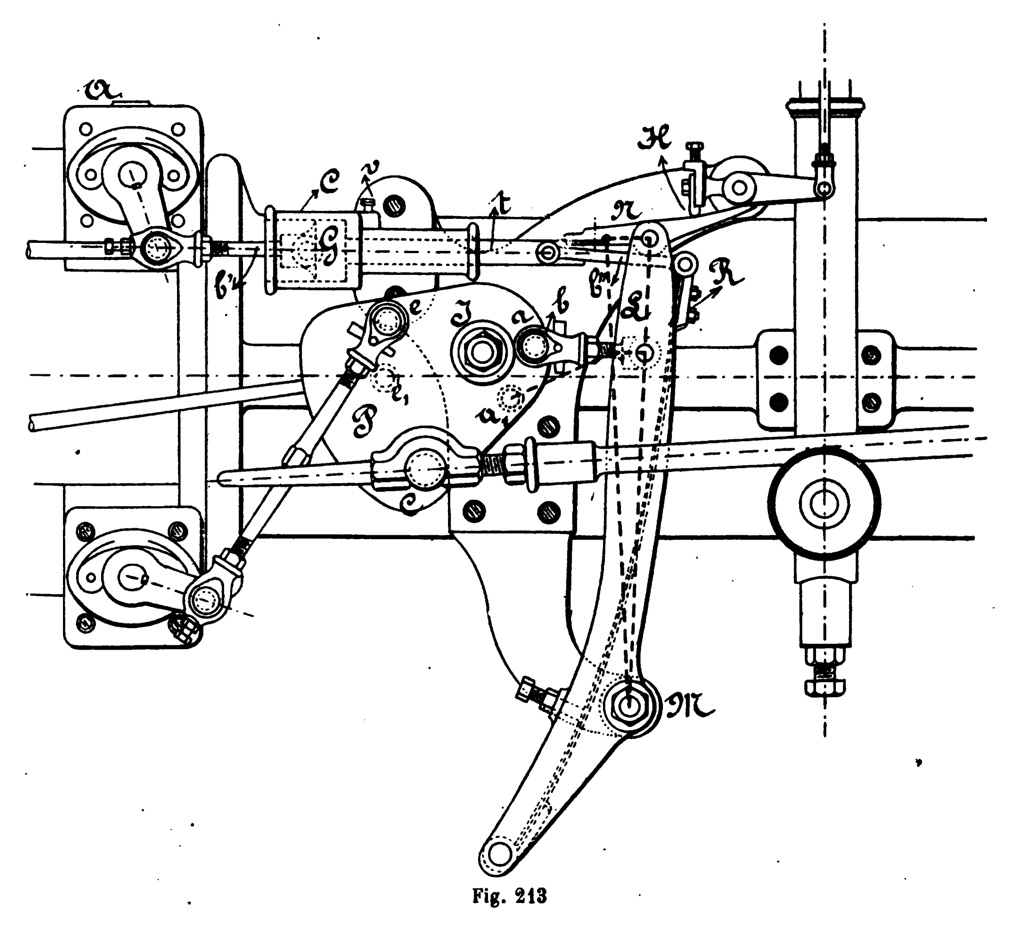


Fig. 213

par exemple, l'articulation a destinée à manœuvrer la valve A ; elle est reliée par la bielle b à un levier L, pivotant autour de son extrémité inférieure M, l'articulation M est fixe et portée par le bâti ; le levier L

porte à son sommet la clenche N, qui, dans son mouvement de droite à gauche, commande la tige *t* et la bielle *b'* de manière à ouvrir le distributeur en temps voulu. La tige *t* est sollicitée vers l'arrière par la bielle *b''*, rattachée au ressort R; aussitôt que l'extrémité avant de la clenche est soulevée, l'obturateur est ramené à la fermeture par le ressort R, le régulateur place le heurtoir H dans une position qui dépend de la vitesse, la clenche est donc soulevée plus ou moins tôt; si le heurtoir H est assez haut, la clenche ne l'atteint pas pendant le mouvement d'ouverture de la valve, et par conséquent, il n'y a pas déclenchement.

Le piston G, qui se meut à frottement doux dans le cylindre fixe C, sert à la fois de guide et d'amortisseur de choc; pendant le mouvement d'ouverture du distributeur, il aspire de l'air derrière lui, cet air est chassé brusquement lors du déclenchement; on règle d'ailleurs l'entrée, et par conséquent la sortie de l'air, au moyen d'une ou de plusieurs soupapes coniques *v*.

Type à plateau central. — Le système à plateau central (fig. 214) est antérieur au précédent, il est aujourd'hui l'un des plus répandus, mais il comporte d'assez nombreuses variétés [1].

Le plateau pivote autour du point I et reçoit en C la commande de la barre d'excentrique; les articulations B, B' servent à actionner les obturateurs de l'une des extrémités du cylindre; les articulations $B_1B'_1$ remplissent le même rôle pour l'autre extrémité. Considérons la valve d'admission V de la face avant; elle est sollicitée à se fermer par le piston du *dash-pot*, sous lequel règne le vide, et par la liaison *b* qui établit sa solidarité avec ce piston. Pour ouvrir la valve, il suffit de soulever le piston du *dash-pot*, pour la fermer, il suffit d'abandonner ce piston à lui-même; la bielle de commande B est terminée par la fourche oscillante F, dont le jeu produit le déclenchement. (Voir n° 108, fig. 223).

Type à plateau modifié [2]. — Le plateau est évidé et notablement agrandi (fig. 215), il reçoit en C la commande de l'excentrique, et pivote autour de I; les articulations D et D_1 commandent l'échappement, A et A_1 commandent l'admission; cette pièce est d'ailleurs fortement évidée. L'articulation A commande, par la bielle *b*, le levier coudé LL', qui tourne follement sur le support de l'axe de la valve V; la valve est comman-

1. Les articulations B et B', B_1 et B'_1 sont quelquefois réunies.
2. Les concessionnaires de Corliss ont commencé à adopter ce type vers 1885, la machine exposée par le Creusot à Paris en 1889, appartenait à ce système

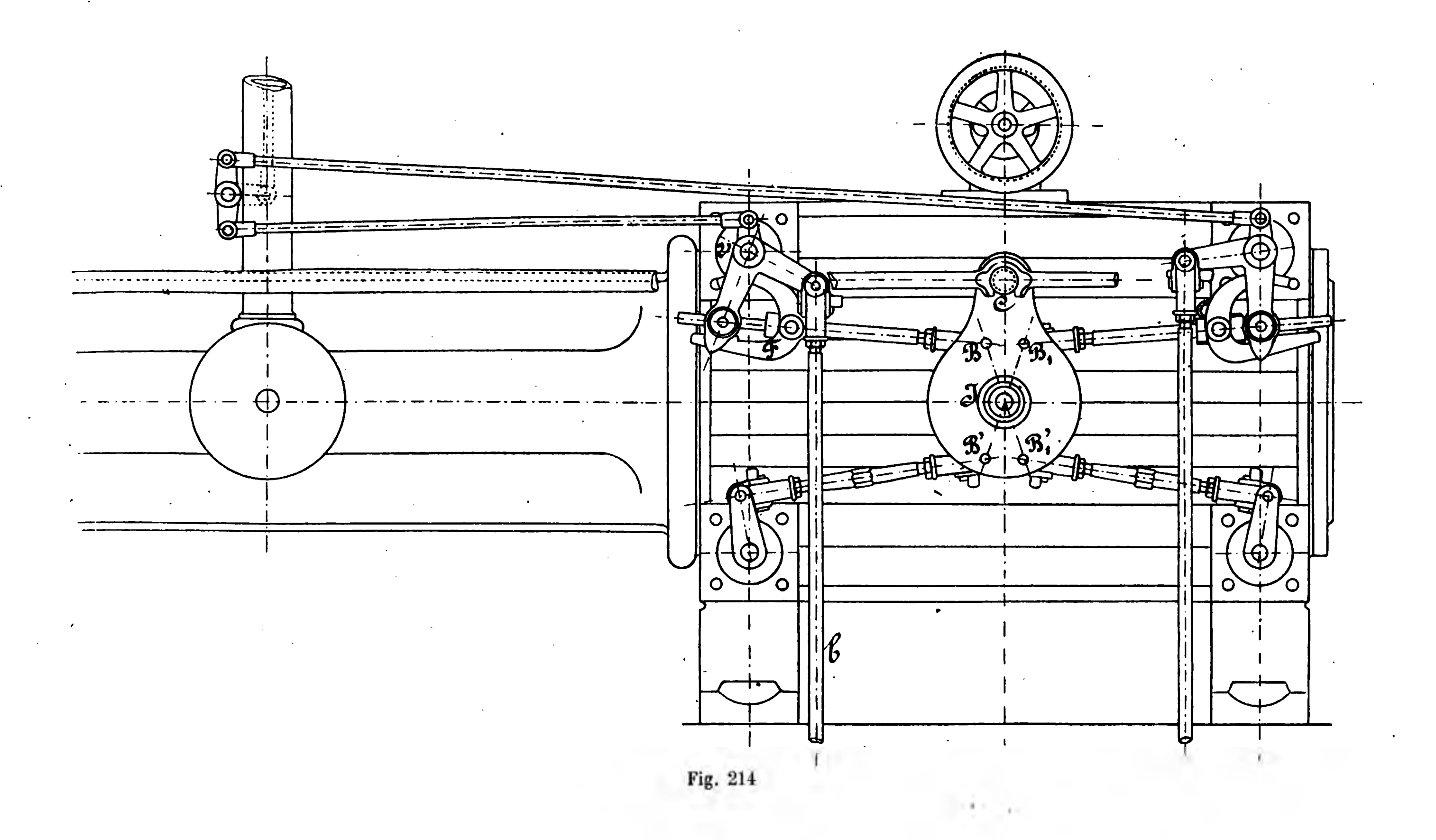
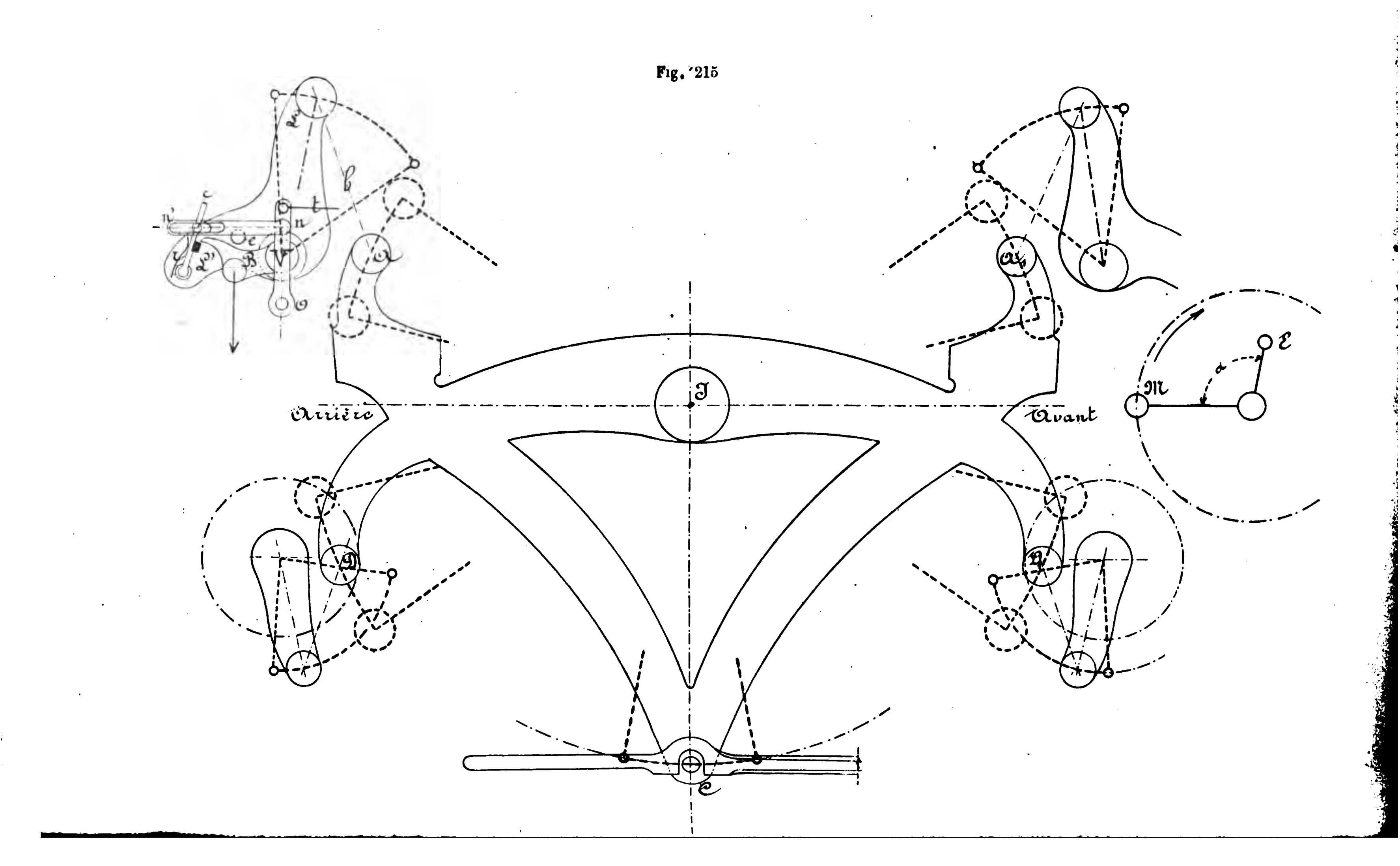


Fig. 214

Fig. 215



dée par le bras B, constamment sollicité vers le bas par le *dash-pot* non représenté, mais dont la bielle est remplacée par une flèche; ce bras est terminé par un bec à arête vive que vient saisir l'encoche pratiquée dans le cliquet L'*c*; celui-ci tourne autour de L', il tend à rester en prise par l'action du ressort *r*, mais il suffit d'un léger effort pour le dégager, et c'est le régulateur qui règle l'instant de ce dégagement; à cet effet, son manchon modifie, par la tringle *t*, l'inclinaison du levier O*n*; un petit bras à coulisse *nn'* est articulé en un point *n* de ce levier, et le cliquet L'*c* porte un bouton qui s'engage dans cette coulisse. Suivant que le point *n* est plus ou moins rejeté vers la gauche par le régulateur, le bouton du cliquet atteint plus ou moins vite le fond de la coulisse du bras *nn'*, et le déclenchement se produit plus ou moins tôt; c'est la position relative des centres *n* et V qui règle l'instant du déclenchement.

Pour éviter que les valves ne restent ouvertes en cas de grippement, le levier coudé LL' porte un ergot *e* qui force le bras B à redescendre; la machine donne alors une pleine admission. Cette disposition peut être appliquée à tous les systèmes.

104. — *Epures de distribution.* — Si l'on suppose que le régulateur n'agit pas, tous les mouvements des valves restent solidaires de ceux de l'arbre; on peut donc, pour un certain nombre de positions équidistantes de la manivelle, trouver les positions correspondantes de l'arête active de chacune des valves, et construire une épure elliptique (ou sinusoïdale, ou polaire) dans laquelle on porte en abscisses les positions du piston, et en ordonnées les déplacements développés de l'arête

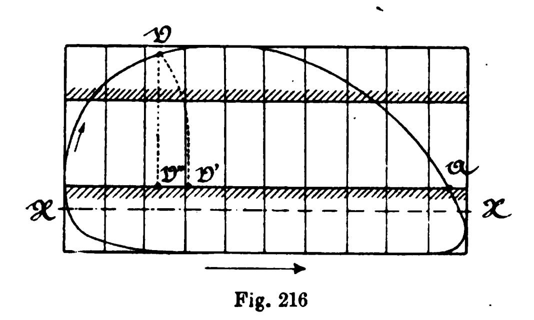


Fig. 216

de chacune des valves. On prendra pour l'origine de ces déplacements la position de l'arête correspondant à la position moyenne de l'articu-

lation commandée par la barre d'excentrique ; chacune des valves possède, pour cette position, un certain recouvrement que l'on portera sur l'épure. Ainsi, la figure 216 est l'épure de l'une des valves d'admission du système représenté par la figure 215; les écarts sont comptés à partir de la ligne XX. La largeur de la lumière est comprise entre les parallèles marquées de hachures; la valve dépasse donc notablement la lumière dans son mouvement d'ouverture, ce qui n'existe pas du reste dans toutes les machines. Lorsque le régulateur n'agit pas, l'introduction reste ouverte jusqu'au point A, c'est-à-dire à peu près pendant toute la course; lorsque le régulateur produit le déclenchement en un point tel que D, l'ouverture se ferme suivant une loi très rapide, DD', par exemple; si on supposait instantanée l'action du *dash-pot*, on trouverait DD" pour la loi de fermeture.

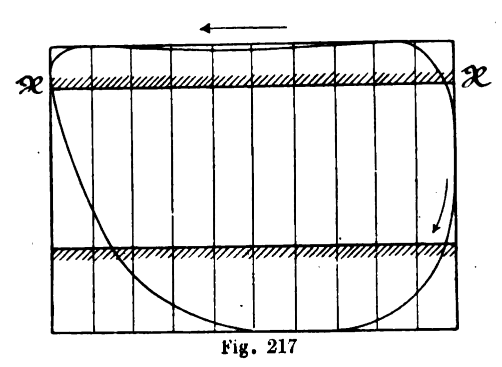


Fig. 217

La figure 217 représente l'épure de l'un des obturateurs d'échappement de la même machine, les ouvertures sont comptées vers le bas, à partir de la ligne XX; il n'y a pas de recouvrement intérieur; l'épure fait ressortir l'inégalité des écarts positifs et négatifs, l'avance linéaire à l'échappement est considérable, et la compression est presque nulle.

105. — *Loi des écarts.* — Les deux épures présentent, à un degré plus ou moins marqué, les caractères suivants : 1°) le trajet parcouru par les valves pendant leur mouvement de fermeture à partir de l'axe XX est beaucoup plus faible que le trajet correspondant à l'ouverture; il est évident qu'on se rapproche ainsi des conditions idéales, car le distributeur ne devrait pas, à la rigueur, franchir les lumières après qu'il les a recouvertes ; 2°) le mouvement des valves est extrêmement ralenti et même il est pratiquement arrêté pendant une grande fraction de la

course lorsque les obturateurs ont atteint leur recouvrement maximum, ils ne donnent plus lieu alors à aucun frottement.

Ces modifications à l'ellipse des écarts sont obtenues par un choix convenable de la position des articulations AA_1 DD_1 du plateau, relativement aux trajectoires des points tels que L (cet effet est le même que celui qui a été signalé au § V (n° 89) du présent chapitre).

L'inégalité des écarts n'est pas toujours aussi grande que dans le système que nous avons choisi à dessein pour la rendre plus sensible ; elle n'est obtenue qu'en donnant à la bielle *b* des positions qui se rapprochent beaucoup de l'axe de rotation V du levier LL', les efforts sur cette bielle et sur les oreilles des leviers et du plateau sont considérables pour ces positions, surtout lorsque le graissage des valves est défectueux; on ne devra donc user que dans une juste mesure du moyen employé ci-dessus pour que la loi s'écarte de l'ellipse.

106. — *Limite de l'introduction.* — Le maximum de l'écart pour l'admission se produit avant le milieu de la course, lorsque le centre de l'excentrique E est dans la position extrême (fig. 215) ; cet état de choses résulte de ce que l'angle de calage α est supérieur à l'angle droit ; si d'ailleurs il n'en était pas ainsi, et que l'angle α fût aigu, le même excentrique ne pourrait plus commander l'échappement [1].

On pourrait, à la rigueur, supprimer tout recouvrement aux quatre valves, et adopter $\alpha = 90$ degrés, mais lorsque le piston serait en l'un de ses points morts, les valves fermeraient les lumières arête pour arête, l'introduction en cas de non déclenchement aurait lieu pendant toute la course, la moindre erreur donnerait lieu à une fuite directe à l'échappement, il n'y aurait plus d'avance à l'échappement ni de compression. Pour cette raison :

Lorsque le même excentrique conduit à la fois les obturateurs d'admission et ceux d'échappement, son angle de calage doit être supérieur à l'angle droit [2].

Si l'on remarque que le déclenchement ne peut se produire que dans

1. Pour s'en assurer, on pourra tracer l'épure de la valve d'échappement correspondant à ce cas, on trouvera qu'un recouvrement serait d'abord nécessaire pour qu'il n'y eût pas retard à l'échappement et ensuite que l'échappement se prolongerait au-delà de toute la course rétrograde.

2. Il peut arriver que, par suite d'une inversion de plus ou de moins due à la disposition des renvois, l'excentrique doive être calé à l'opposé de la position qu'il occupe dans l'exemple choisi, mais le raisonnement s'applique alors à l'excentrique fictif coïncidant avec notre excentrique réel.

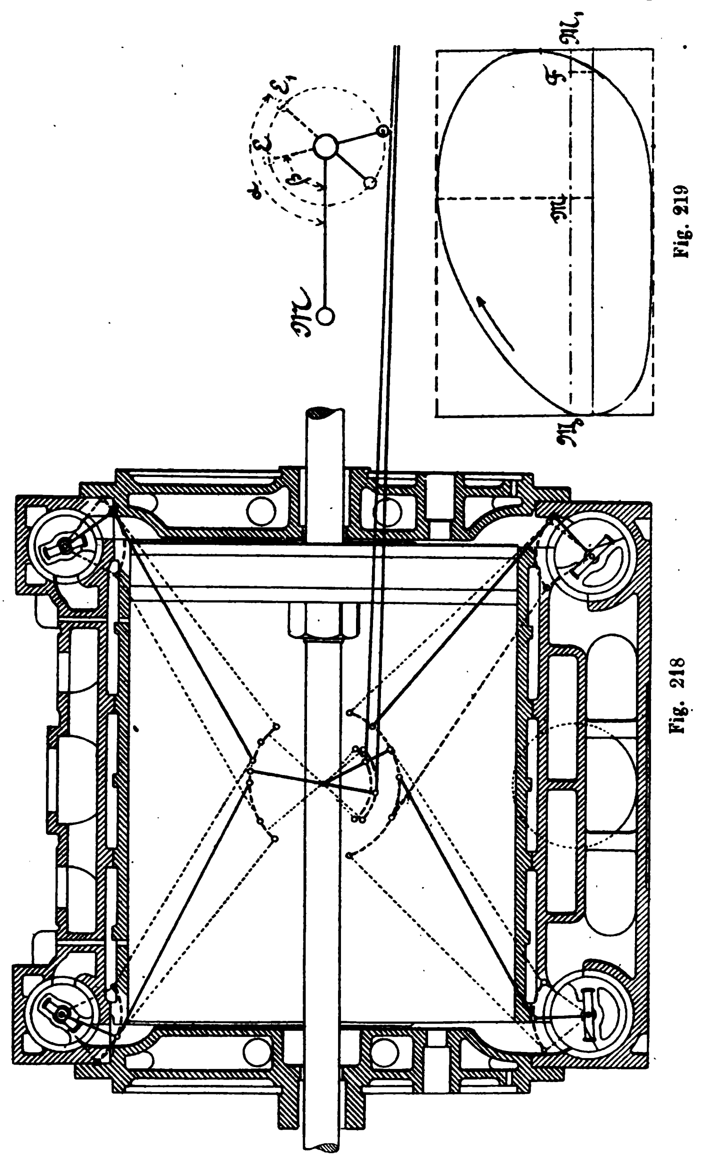
le mouvement d'ouverture du distributeur, alors que les écarts n'ont pas atteint leur maximum, on voit que le déclic fonctionnera au plus tard au milieu de la course du piston; si, à ce moment, il n'avait pas fonctionné, l'admission aurait lieu à peu près pendant toute la course. Pratiquement, l'angle de calage étant supérieur à l'angle droit, et d'autant plus que l'on veut réaliser des compressions plus complètes, le déclic ne fonctionne plus au delà de 35 à 40 pour cent de la course du piston; la limite de la fermeture est un peu retardée par suite du temps nécessaire au rappel.

Pour les machines compound surtout, il y a de sérieux inconvénients à ne pouvoir prolonger l'introduction au petit cylindre, puisque le moteur arrive plus rapidement à sa limite de charge; ces inconvénients existent aussi dans l'ancien système de Farcot (87). Lorsque les machines portent accidentellement une charge qui exigerait une introduction supérieure à la limite pour laquelle le déclenchement se produit, il y a de temps en temps une admission à pleine course, et la marche devient irrégulière.

107. — *Moyens de prolonger l'introduction* [1]. — *Premier moyen.* — On emploie deux excentriques, l'un manœuvre les valves d'introduction, l'autre attaque les valves d'échappement; ce dernier est calé sous l'angle ordinaire, tandis que le premier fait avec la manivelle un angle aigu; la figure 218 indique comment cette disposition est appliquée : O E est l'excentrique fictif destiné à commander l'admission, OE_1 est relié aux valves d'échappement; deux plateaux indépendants l'un de l'autre oscillent donc sur le même pivot. Si l'on trace l'épure du mouvement de la valve d'admission, on constate qu'elle prend la forme de la fig. 219; le recouvrement est négatif, le maximum de l'écart se produit lorsque l'excentrique est au point mort, le piston a dépassé alors le milieu de la course, le déclenchement peut donc avoir lieu pour tout le parcours M_0M_1, mais cette solution entraîne un inconvénient: en cas de grippement de la valve ou de dérangement du dash-pot, le rappel ne peut avoir lieu, l'admission reste ouverte pendant la partie M_1F de la course rétrograde, et la vapeur passe directement à l'échappement. Il est à remarquer que, dans ce cas, on ne peut assurer la fermeture

1. M. *Stanwood*, de Cincinnati, a proposé un moyen ingénieux de prolonger l'introduction, mais qui paraît difficile à réaliser. (*Engineering*, 1891, 2e sem., p. 732.)

de la valve en temps voulu au moyen de l'artifice indiqué à propos du type à plateau modifié (103), car l'ergot ne peut ramener la position de



fermeture qu'au point F. Le dédoublement de l'excentrique et du plateau constitue aussi une complication devant laquelle on recule souvent.

Le principe du double excentrique pourrait être appliqué de bien des manières en utilisant les systèmes articulés qui donnent des excentriques fictifs, nous croyons inutile d'y insister.

Deuxième moyen. — On parvient, par une modification du déclic, à produire le déclenchement pendant la période de fermeture de la valve, alors que les écarts diminuent; *Farcot*, *Lecouteux* et *Garnier*, *Stoppani* (1) ont recours à cette solution, la complication qu'elle entraîne ne porte que sur des pièces insignifiantes. Nous ne décrirons que le déclic de Farcot, tous les autres étant basés sur des principes analogues. Dans les figures 220 et 220 *bis*, B est la bielle de commande articulée sur

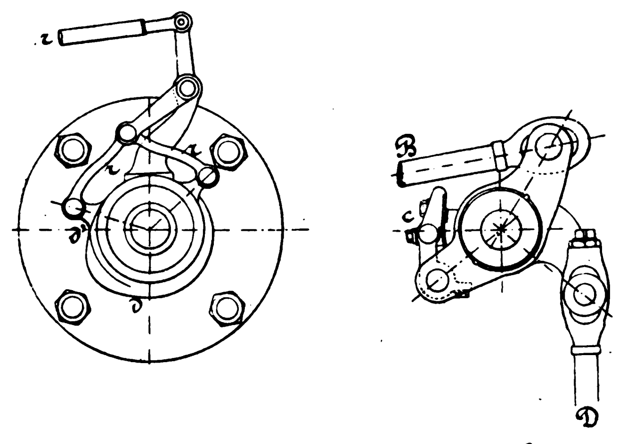


Fig. 220-220 *bis*

un plateau central dépendant de la machine, D est la bielle de rappel, *c* le cliquet, muni d'un talon latéral, qui s'appuie sur la came excentrée *d'* et produit le déclenchement; la came *d'* est commandée par les connexions *r* avec le régulateur. Pour les fortes admissions, la came *d'* s'efface derrière la came *d* qui se meut en sens contraire ; le talon du cliquet, dont la saillie n'est maintenue que par un ressort à boudin, rencontre la face *latérale* de la came *d* pendant le mouvement d'ouverture ; cette face étant taillée en plan incliné, le talon s'efface et ne reprend sa saillie primitive qu'après avoir dépassé le profil *d*, lequel produit le

1. Pour ces déclics, voir *Haton de la Goupillière*, t. II, p. 335; *Revue Universelle des Mines*, 3e série, t. VII, p, 170 (*Revue des Machines motrices de l'Exposition de Paris, Dwelshauvers-Dery*); *Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, t. II, pl. 15-16, 28-29; *Engineering*, 1890, 1er sem., p. 8, et, en général tous les ouvrages décrivant les machines exposées à Paris en 1889.

déclenchement pendant le mouvement de fermeture du distributeur. La complication du système est assez grande, mais elle ne porte que sur des organes peu importants et de fatigue à peu près nulle.

Troisième moyen. — On arrive à produire le déclenchement en un point quelconque de la course au moyen du déclic que la maison Sulzer a adapté à ses machines à soupapes depuis 1878 (110), M. Frikart emploie (depuis 1885, à notre connaissance), un dispositif semblable pour les machines Corliss.

Le plateau P (fig. 221 et 222) commande par l'articulation A le levier

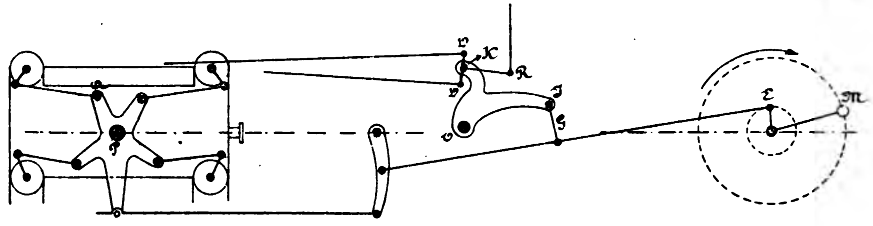


Fig. 221

oscillant LL_1, qui tourne follement autour du même axe géométrique V que la valve; celle-ci est commandée par le bras B pour l'ouverture, et rappelée par le *dash-pot* qui agit sur le bras B_1, pour la fermeture; les deux bras B, B_1 forment une même pièce calée sur l'axe de la valve. La solidarité est établie entre les point L_1 et B par le cliquet coudé $c\,c_1$; le contact entre la branche c et le bras B a lieu par un arc de cercle décrit de L_1 comme centre, de sorte que l'on peut imprimer au point c_1 un mouvement de rotation relatif autour de L_1 sans influencer la position de la valve; mais lorsque ce mouvement relatif est tel que l'arête a du cliquet franchit l'arête b du bras, la solidarité est rompue entre les leviers LL_1 et BB_1, et la valve est libre d'obéir au mouvement de rappel.

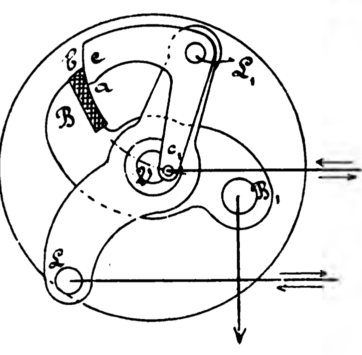


Fig. 222

Le point c_1 reçoit un mouvement alternatif d'amplitude constante par rapport au point L_1, mais les limites de ce mouvement sont modifiées par le régulateur.

Pour produire le mouvement d'amplitude constante du point c_1,

M. Frikart se sert du mouvement transversal de la barre d'excentrique, renvoyé au moyen de la bielle G (fig. 221), et du levier coudé JOK. Le point K reçoit donc, *approximativement*, le mouvement horizontal dû à un excentrique fictif qui serait calé à angle droit sur l'excentrique réel de la distribution; au point K est articulé le petit balancier DD à bras égaux, auquel le régulateur donne une inclinaison plus ou moins grande par le bras normal KR [1]. Il résulte de cette combinaison que la branche *c* du cliquet continue son mouvement autour de L_1, après que la valve a atteint le maximum d'ouverture.

On remarquera que, dans ce système, le déclic possède par rapport au bras un certain mouvement relatif pendant tout le contact, il en résulte un frottement qui réagit sur le régulateur; celui-ci n'est libre qu'à partir du déclenchement jusqu'à l'instant de la rentrée en prise; le régulateur devra donc être plus énergique qu'avec les systèmes précédents.

108. — *Différents déclics*; *déclic hydraulique.* — Le principe du déclic aboutit à un grand nombre de réalisations différentes; les points essentiels à prendre en considération sont :

1°) L'effort nécessaire au déclenchement ne doit pas réagir sur le régulateur, si ce n'est dans la faible mesure où cet effort peut être équilibré par la cataracte sans nuire à la sensibilité. Ce *desideratum* est obtenu par un attelage convenable du manchon avec le butoir qui agit sur le déclic, attelage que l'on doit s'attacher à rendre non réversible. Quelques constructeurs ont introduit dans ce but un excentrique dans la commande (machines Lebrun, de Nimy).

2°) Le raccrochage du distributeur par le déclic doit se faire lorsque cette pièce vient de quitter le point mort et n'a qu'une vitesse très faible, sinon, il en résulterait un choc plus ou moins important dépendant de l'inertie des masses à mouvoir; on est obligé, pour assurer l'accrochage, de faire celui-ci un peu après le point mort, la course de la valve pendant la fermeture pouvant varier très légèrement sous le rappel du *dash-pot* mitigé par le coussin d'air.

1. Pour tracer l'épure du système, on commencera par supposer que le cliquet reste constamment en prise avec le bras B, car sa position n'a d'influence que sur l'instant du déclenchement. On arrivera assez facilement, en faisant abstraction de certaines obliquités, à systématiser les tracés qui donnent les positions de déclenchement. L'étude complète du système présenterait du reste un certain intérêt.

3°) La vitesse des machines à déclic est limitée par l'énergie que l'on peut donner pratiquement aux moyens de rappel ; on atteint, par exemple, avec des machines de dimensions moyennes, des vitesses de 80 à 90 tours.

Indépendamment des systèmes déjà signalés, nous citerons le déclic employé dans la machine de *Wheelock*; la figure 223 représente, pour l'extrémité arrière du cylindre, la valve d'admission et celle d'échappement, qui sont placées à la partie inférieure de manière à utiliser la même lumière. La barre d'excentrique B actionne directement la valve d'échappement E par l'intermédiaire du levier L ; celui-ci donne par le point O le mouvement à la fourche *bf*; la branche *b* est représentée enclenchée avec le levier L' dont elle produit l'ouverture ; la rencontre de la branche *f* avec le butoir *r'*, commandé par la tringle *r* du régulateur et un bras oscillant autour de l'axe A, détermine le déclenchement; D est la tige de rappel de la valve d'admission.

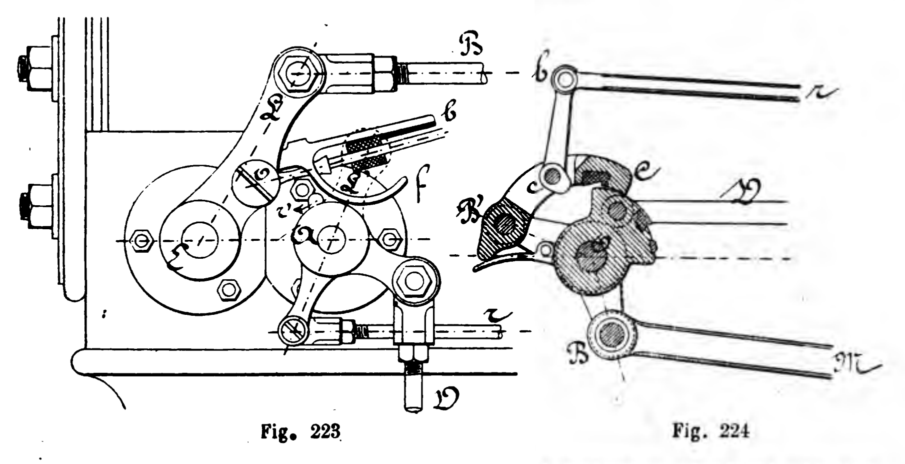


Fig. 223 Fig. 224

La figure 224 représente le déclic assez longtemps employé par l'ancienne maison *Cail* : MB est l'une des quatre bielles prenant son mouvement sur un plateau central oscillant; BOB' est un levier coudé oscillant portant la clenche B'C, celle-ci accroche le secteur calé sur l'axe O de la valve, D est la bielle du *dash-pot*; le régulateur, par les liaisons *r*, *b* et la came *c*, soulève la clenche lorsque la came s'appuie sur le secteur, ce qui a lieu plus ou moins tôt d'après la position du manchon.

La figure 225 est relative à la machine *Ingliss*, la première du système Corliss qui ait été construite en Angleterre; cette machine est à

plateau central ; l'articulation A commande la valve O par l'intermédiaire de la bielle AB; celle-ci est formée de deux pièces rendues solidaires par les deux lames *l* lorsque la bielle agit par traction, c'est-à-dire de droite à gauche. Un ressort de rappel R presse constamment le piston P, qui sollicite la valve à se fermer en agissant sur l'articulation D; ce piston se meut dans un cylindre à air amortisseur, avec soupape de réglage *v*; le régulateur, par les connexions *rr*, commande la came *c* qui, en écartant les griffes élastiques *l* produit le déclenchement.

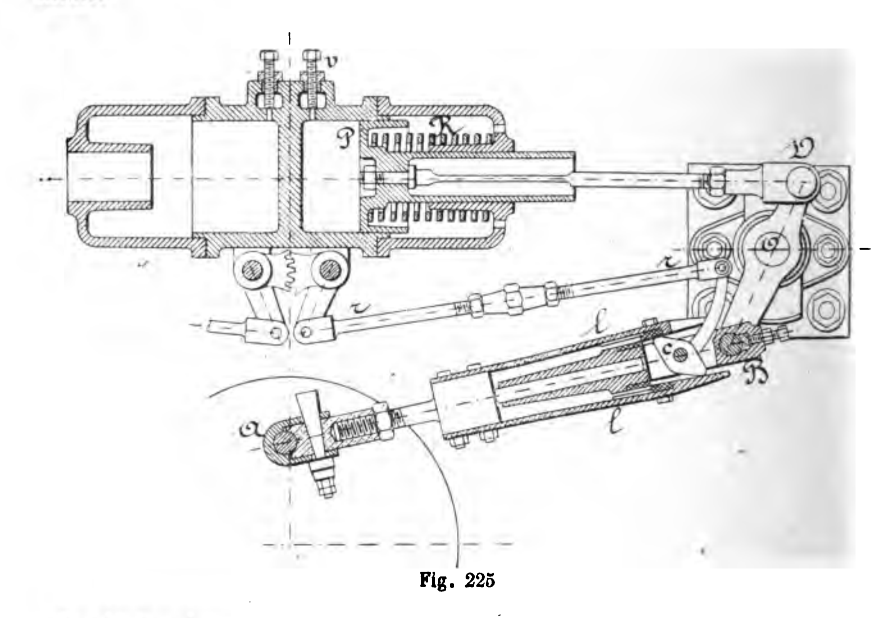


Fig. 225

Le déclenchement, au lieu d'être produit par la disjonction de deux pièces, peut être obtenu par une autre classe de mécanismes cinématiquement équivalents. Si l'on imagine qu'une tringle de commande, au lieu d'être rigide, soit coupée en deux et que l'un des tronçons soit terminé par un piston engagé dans un cylindre ou corps de pompe qui termine l'autre tronçon, ce système fonctionnera comme une bielle rigide si un liquide est interposé entre le cylindre et le piston; les deux tronçons deviendront au contraire indépendants, si à un moment donné et le système étant toujours maintenu en compression, un robinet permet au liquide de s'échapper. La clenche est donc remplacée par le liquide, et la butée du régulateur est remplacée par

une clef de robinet. Suivant que le robinet est actionné pendant la période d'ouverture du distributeur ou pendant la période de fermeture, on obtient des admissions courtes ou une introduction très prolongée.

Ce système, que l'on pourrait appeler à déclic hydraulique, a été employé pour la première fois à notre connaissance par l'ingénieur *Enrico*, pour un moteur à soupapes genre Sulzer qui figurait à l'Exposition de Turin en 1884; plus récemment, M. *Bonjour* a appliqué à la commande des valves Corliss un système analogue, qui a l'avantage de supprimer le bruit du délic et les chocs qu'il occasionne lors de l'accrochage; la distribution Bonjour comporte des détails fort ingénieux, et notamment la liaison du régulateur avec le robinet du déclic : ce robinet est actionné par un petit excentrique spécial, condition nécessaire pour réaliser de grandes admissions (107), le régulateur agit sur l'angle de calage de cet excentrique; le système est donc analogue, au point de vue cinématique, à celui des machines Sulzer modernes ou à celui de Frikart, mais il en diffère par le mode de variation de l'introduction. La différence est du même ordre que celle existant entre la variation de l'angle de calage de l'excentrique de détente d'une distribution genre Meyer, et la variation du recouvrement des tasseaux.

109. — *Tiroirs plans à déclenchement.* — Ces machines ont été assez répandues; quelques-unes possèdent tous les caractères des distributions Corliss, c'est-à-dire que les distributeurs d'admission y sont ouverts par la machine et déclenchés par le régulateur; on fait assez souvent usage, comme moyen de rappel, de la pression de la vapeur sur une tige épaissie à l'une de ses extrémités (fig. 226), le dash-pot est nécessaire comme amortisseur (1).

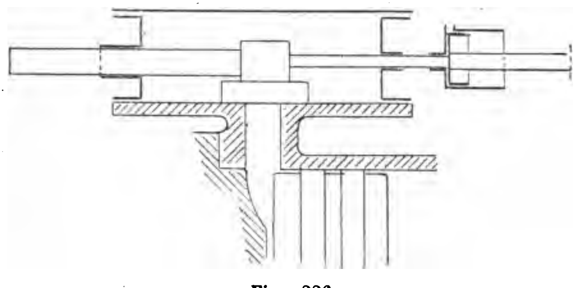


Fig. 226

1. Voir la machine Lebrun, de Nimy, dont les dispositions n'ont pas varié depuis de nombreuses années.

Parfois, les obturateurs d'admission sont à canal, avec tuile superposée du genre Meyer; les tiroirs principaux restent liés desmodromiquement avec la machine, les tuiles de détente sont seules déclenchées, et reprises en temps voulu par un chariot spécial manœuvré par l'excentrique de détente [1]. On a souvent employé l'une des deux formes de chariots (fig. 227-228), sur lesquels sont concentrés les déclics des deux tiges; la seconde est due à M. *Bède*, et est restée en usage dans différents cas.

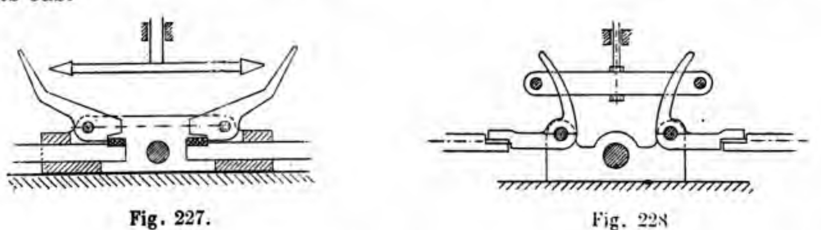


Fig. 227. Fig. 228

On a même employé des soupapes obturatrices placées dans les tiroirs d'admission ou dans les tasseaux, ces soupapes sont ouvertes par un chariot et déclenchées en temps voulu [2].

Dans toutes ces machines où un organe a déclenchement est superposé à l'obturateur d'admission, la complication est fort grande et les chances de fuite sont plus nombreuses; par contre, le système à ouvrir et à rappeler a moins de masse, mais c'est un avantage de peu de valeur; la plupart de ces systèmes datent d'une époque de tâtonnements, et ont été abandonnés.

Pour la manœuvre des tiroirs plans à déclics, on a souvent substitué les cames à l'excentrique; il y a des cames spéciales pour l'admission et l'échappement, on rentre ainsi dans le cas signalé au numéro 107 (Premier moyen), c'est-à-dire que l'introduction peut être prolongée au delà de la moitié de la course.

La machine de *Wheelock* actuelle est un rare exemple de machine à déclic avec distributeurs plans dans laquelle on a conservé les principes cinématiques des commandes Corliss, qui en général sont difficiles à appliquer à un organe à mouvement rectiligne comme le tiroir, si ce n'est dans une faible mesure (89).

1. Système *Wannieck et Koeppner*, à Brunn, *Uhland*, les nouvelles machines à vapeur, etc., Pl. XXXII; système *Stevenson et Cie*, Clark, t. III, p. 143.

2. Système *Collmann* (Buchetti, les Machines à vapeur actuelles, Pl. VI); *Rensing*, *Engineering*, 1880, 2e sem., p. 622; *Ruston Proctor*, *Engineering*, 1er sem., p. 627.

110. — *Machines à soupapes.* — Les dispositions des machines Sulzer sont devenues classiques, et ont servi de point de départ à de nombreux dérivés qui n'en diffèrent quelquefois que d'une manière insignifiante et par des détails de mécanismes.

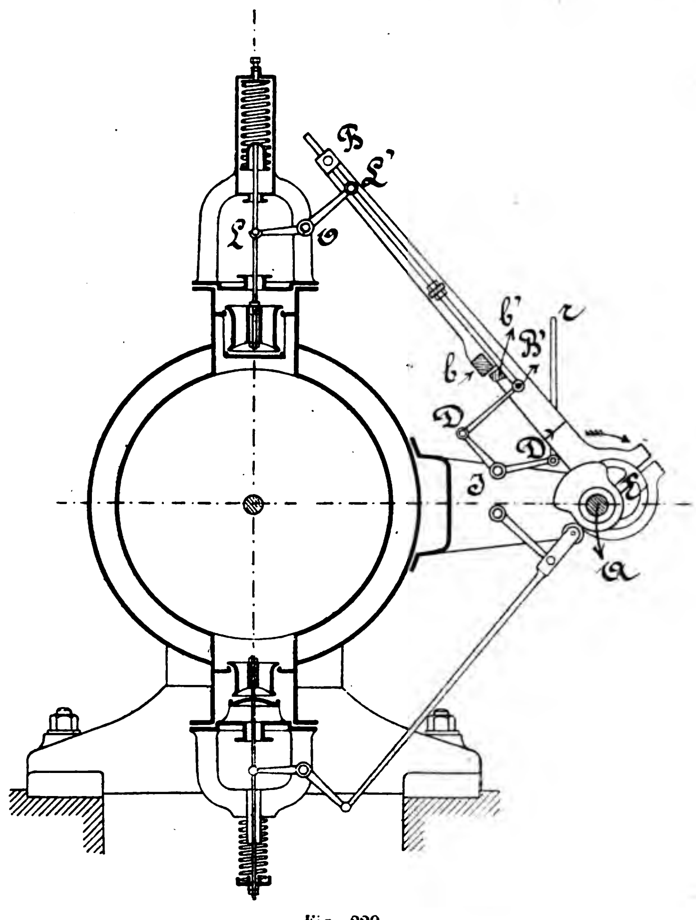


Fig. 229

Commande des machines Sulzer, type de 1873. — Les mouvements des quatre obturateurs sont empruntés à un arbre A, (fig. 229), parallèle à l'axe du cylindre, et lié à l'arbre du moteur par une paire de roues coniques taillées, de diamètre égal. Les soupapes d'échappement sont

manœuvrées par des cames dont le profil est facile à déterminer, et auxquelles nous ne nous arrêterons pas. Chacune des soupapes d'admission est commandée par un excentrique E, dont la barre est guidée à son extrémité par un coulisseau B ; le système lié invariablement à la soupape se compose du levier coudé LL', pivotant autour du point fixe O, et de la bielle BB', dont le sommet sert de guide au coulisseau B. Cette bielle est reliée à un levier coudé DID', dont la position est fixée par sa liaison *r* avec le régulateur. La barre EB de l'excentrique porte un butoir *b*, dont l'arête décrit une courbe elliptique ; la bielle BB' porte un butoir analogue *b'*, dont l'arête ne peut prendre que le mouvement permis par suite de la liaison de B' avec le régulateur.

A un moment donné, le butoir *b* vient en contact avec le taquet *b'* et ouvre la soupape; le déclenchement a lieu au point d'intersection des trajectoires des deux arêtes, soit en *n*, (fig. 230). Pour les diverses positions du régulateur, le déclenchement se produit plus ou moins tard.

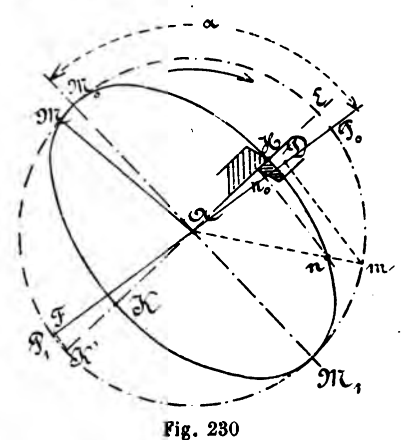


Fig. 230

Nous avons reporté, sur la fig. 230, la trajectoire du centre E de l'excentrique, et la position initiale du butoir lorsque la soupape est fermée. Lorsque le rayon d'excentricité occupe la position AE, normale à la direction moyenne M_0M_1 de la barre d'excentrique, les deux butoirs viennent en contact ; en rapportant les positions de la manivelle à la direction M_0M_1 considérée comme la ligne des points morts, la position qui correspond à l'instant de l'ouverture de la soupape est AM ; l'angle MAM_0 est l'avance angulaire à l'admission, l'angle MAE peut être considéré comme l'angle de calage fictif α de l'excentrique. Portons l'angle α en M_0AP_0, P_0P_1 représentera la ligne sur laquelle on peut compter les déplacements du piston (60). Cela posé, si P_0D représente l'introduction, A*m* sera la position de la manivelle pour laquelle la fermeture se produit.

Le déclenchement le plus tardif aura lieu au point K, lorsque l'excentrique se trouve en AK', et le piston en F. L'introduction peut donc être

très prolongée et avoir lieu pratiquement pendant la plus grande partie de la course (1).

Dans ce système, le principe posé au numéro 108 (2°) n'est pas observé, les butoirs se rencontrent en donnant lieu à un choc; cependant, il

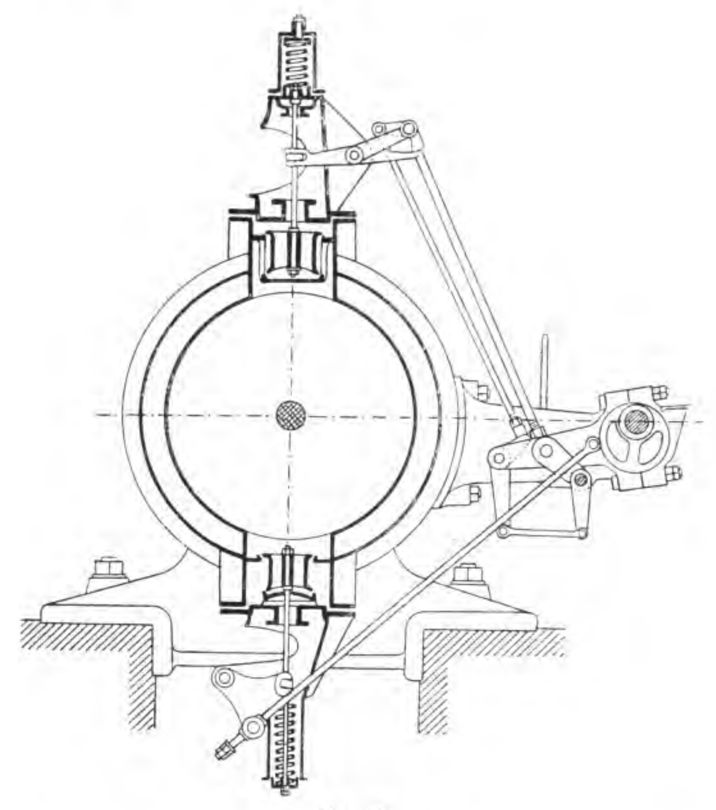


Fig. 231

n'en est pas résulté d'inconvénients pour les machines à vitesse de rotation modérée. Le peu d'importance du choc, qui serait intolérable dans une machine à valves Corliss, provient ici de ce que la masse à

1. On pourrait voir, dans cette propriété, une exception assez singulière au principe établi au numéro 106; mais on remarquera que le déclic, qui est ici en réalité la barre d'excentrique, possède un mouvement transversal, de sorte que ce nouvel élément modifie la question ; en réalité, c'est comme si le déclic était actionné par deux excentriques placés à angle droit, l'un étant l'excentrique ordinaire destiné à produire l'ouverture, l'autre étant celui destiné à produire le dégagement du déclic.

mettre en mouvement est faible, elle ne se compose que de la soupape et de renvois légers. Depuis 1878, la maison Sulzer a fait usage de déclics dans lesquels l'attaque est différente.

Machines Sulzer, type de 1878. — Le groupement général des pièces, représenté dans la figure 231, sera expliqué au moyen du *schéma* (fig. 232). La barre EC de l'excentrique s'appuie au point A sur une directrice en arc de cercle réalisée par la bride qui relie ce point au point S ; il en résulte pour les points D et C des trajectoires à peu près elliptiques, et les déplacements de ces points, projetés suivant des directions déterminées, équivalent approximativement à ceux que produiraient deux excentriques fictifs (99) calés sur l'arbre O suivant certains angles. Le mouvement de D est utilisé pour actionner la soupape d'échappement, celui de A est employé pour donner le soulèvement à la soupape d'admission par l'intermédiaire de la bielle AB ; enfin, le point C est relié par le levier coudé RCG et par la bielle Gc_1 avec le cliquet coudé c_1Bc ; le point R est d'ailleurs assujetti par la bride r, à osciller autour d'un point que déplace le régulateur.

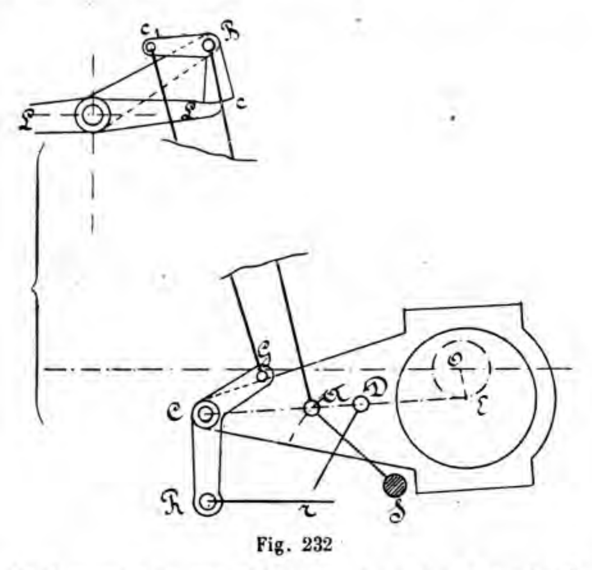


Fig. 232

L'instant de l'ouverture est réglé par le point A seul, de même que l'instant de la fermeture la plus tardive (lorsqu'il n'y a pas déclenchement). Le mouvement des points C et R sur leurs trajectoires, dont l'une dépend du régulateur, produit la rotation relative du cliquet coudé c_1Bc

autour de B. L'étude du système au moyen d'épures méthodiques serait nécessairement assez compliquée, mais un tracé par points permet d'en régler les éléments par tâtonnements.

On peut d'ailleurs reconnaître, à part les modifications assez profondes dues aux obliquités, que le système est basé sur les principes suivants :

Supposons que le mouvement de B soit produit par un excentrique se trouvant au milieu de sa course au moment de l'ouverture ; s'il n'y a pas déclenchement, l'introduction se prolongera pendant un demi-tour entier ; pour produire des déclenchements tardifs, il est du reste nécessaire que le point c_1 soit attiré vers la direction c_1 G lorsque le point B se trouve déjà dans sa période ascensionnelle. L'excentrique fictif commandant le point c_1 devra donc être en retard sur celui qui actionne B d'un angle qui serait de 90° si on voulait produire le déclenchement jusqu'à la fin de la course ; mais, comme cette condition n'est pas nécessaire, il suffira que cet angle soit voisin de 45 degrés.

Cette combinaison très ingénieuse a été abandonnée, et a donné lieu au : *Système actuel*, représenté par la figure 233. L'excentrique E est placé dans la position qui correspond à l'instant de l'ouverture de la soupape d'admission ; sa barre actionne directement le point B, et pour commander l'échappement, les constructeurs ont repris la disposition par cames de la figure 229. Le régulateur, par les liaisons RrSI donne au pivot I une position fixe et déterminée pour chaque vitesse ; lorsque celle-ci s'accélère et que le manchon s'élève, le point I se meut vers la droite sur un arc décrit autour de S, et *vice versa*. Nous pouvons considérer pour le moment le point I comme fixe ; il sert d'appui au levier coudé FIG, dont le point F est actionné par l'oreille D du collier d'excentrique, et dont le point G commande la rotation relative du cliquet coudé c_1 Bc.

La direction moyenne de DF étant différente de celle de EB, les mouvements des points B et c_1 équivalent à ceux qui seraient produits par des angles de calage différents, de sorte que le principe du système est le même que dans la disposition précédente [1].

La figure 234 donne le tracé par points du mouvement de l'arête active du cliquet ; la position figurée en trait plein est celle pour laquelle la

1. On reconnaîtra facilement dans le déclic de M. Frikart (107), une adaptation des principes de ces derniers systèmes aux distributions par valves oscillantes.

soupape d'admission commence à se soulever, le régulateur étant vers le haut de sa course ; l'introduction cesse un peu après la division 2,

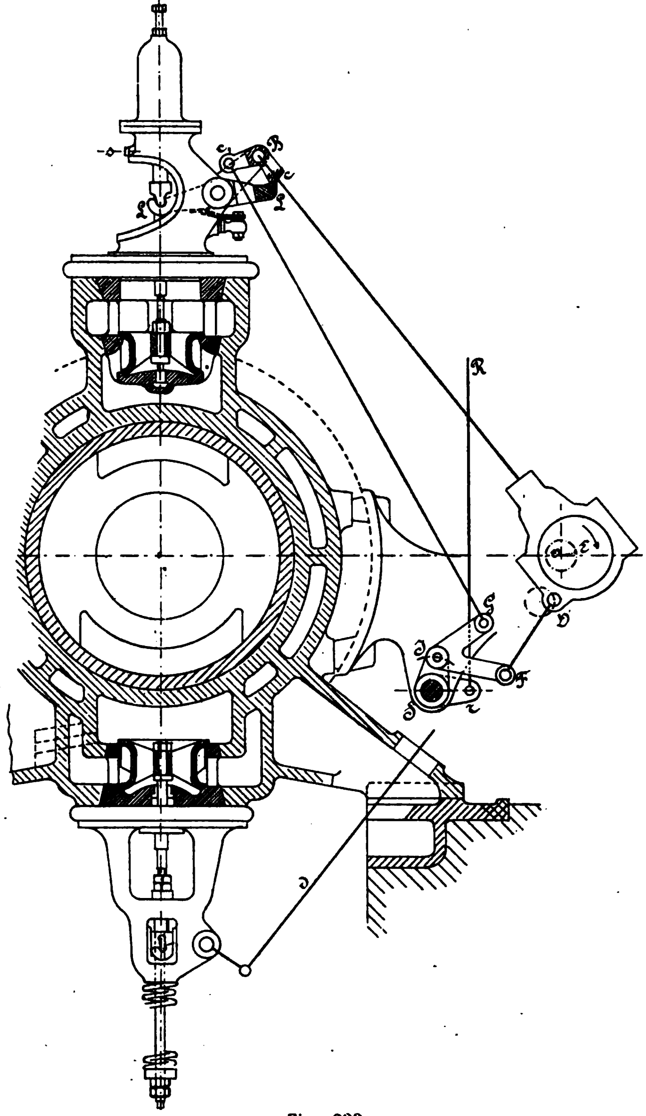


Fig. 233

c'est-à-dire qu'elle est fort courte; le tracé pointillé se rapporte à une autre position du régulateur pour laquelle l'introduction est plus pro-

longée; la limite de l'introduction est P_0P, la longueur P_0P_1 représentant la course du piston. L'angle de calage fictif de l'excentrique est

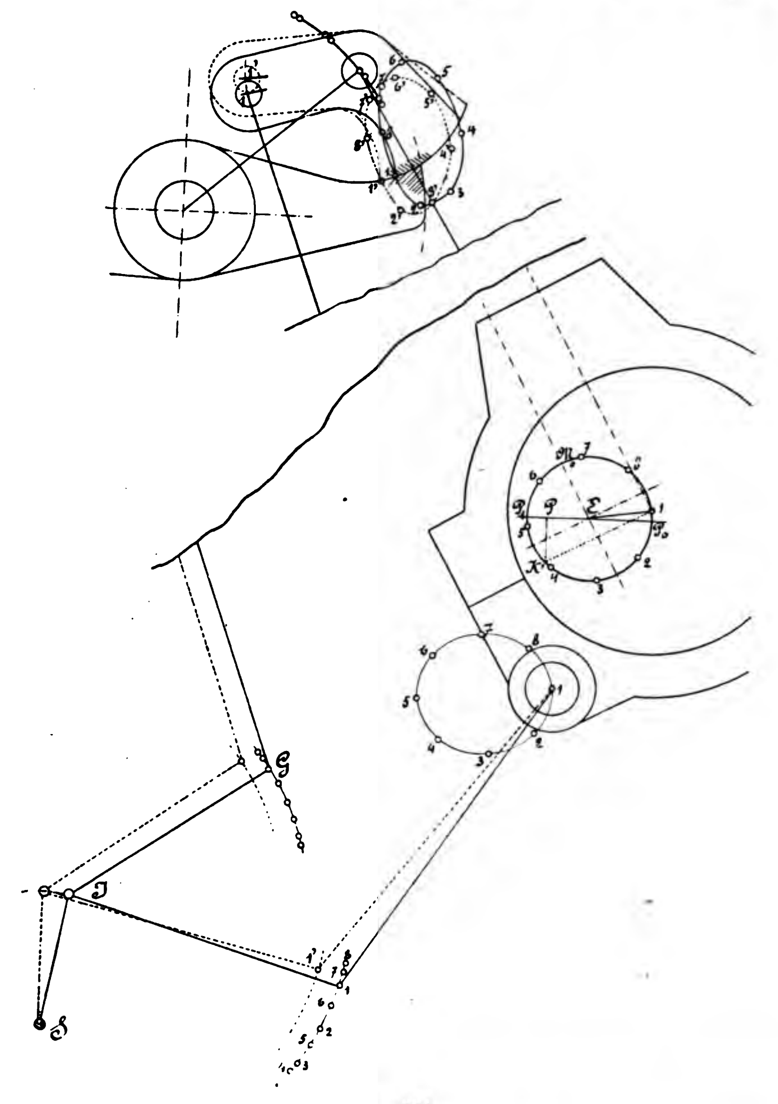


Fig. 234

M_0EP_0, l'angle compris entre les points 1 et P_0 est l'avance angulaire à l'introduction.

Le régulateur est nécessairement influencé par le frottement qui s'exerce entre le cliquet et le levier LL, mais cette action est beaucoup plus faible que dans les machines à valves, car ce glissement n'a lieu que lorsque la soupape est levée, et est par conséquent entièrement déchargée.

111. — *Observations sur la loi du mouvement des soupapes.* — *Divers déclics.* — Dans les systèmes décrits pour la commande des soupapes, on remarquera que les mouvements caractéristiques des distributions Corliss sont abandonnés ([1]), c'est-à-dire que la loi d'ouverture et de fermeture des soupapes d'introduction jusqu'au moment du déclenchement est approximativement la loi circulaire. Cette différence tient à la nature du distributeur : les valves oscillantes dépassent leur position de fermeture, et l'on cherche à réduire le déplacement inutile qui en résulte ; les soupapes, au contraire, sont arrêtées au moment où elles retombent sur leur siège, et le mouvement subséquent n'est conservé que par les pièces desmodromiquement liées à la machine, ce mouvement n'entraîne que des résistances insignifiantes.

L'arrêt des soupapes à chute libre demande quelques précautions ; leur mouvement doit être ralenti avant la fermeture si l'on veut éviter des chocs intenses. Les valves, au contraire, opèrent par glissement, et leur ralentissement peut ne commencer qu'après la fermeture de l'orifice.

La disposition employée pour modérer la chute consiste en un petit cylindre à air placé au-dessus de la soupape, dans lequel se meut à frottement doux un piston monté sur la tige de l'obturateur; on règle par tâtonnements l'admission de l'air sur la face inférieure de ce piston.

Les modes d'attaque et de déclenchement des soupapes à chute libre sont très variés ; un grand nombre se rapprochent des dispositions Sulzer; parmi celles qui s'en écartent et qui sont caractéristiques, nous nous bornerons à indiquer deux dispositifs.

Dans le système *Nolet* (fig. 235), le soulèvement est produit par une came C; la tige T est solidaire du fourreau F, qui agit sur la tige *t* de la soupape par le bras B en porte-à-faux; mais cette solidarité n'existe que pendant la levée, elle est établie par un verrou que déclenche le

1. Perkins avait cependant appliqué à la machine à soupapes du yacht « *Anthracite* » des mouvements de commande analogues en principe à ceux des valves Corliss (*Engineering*, 1881, 1er sem., p. 3-4).

levier coudé L lorsqu'il vient en contact avec le butoir *b* dépendant du régulateur. Le profil du levier I. peut être déterminé par points de manière à rendre l'action du régulateur plus ou moins proportionnelle. Un dispositif identique a souvent été appliqué par M. *Correy*, à Rouen.

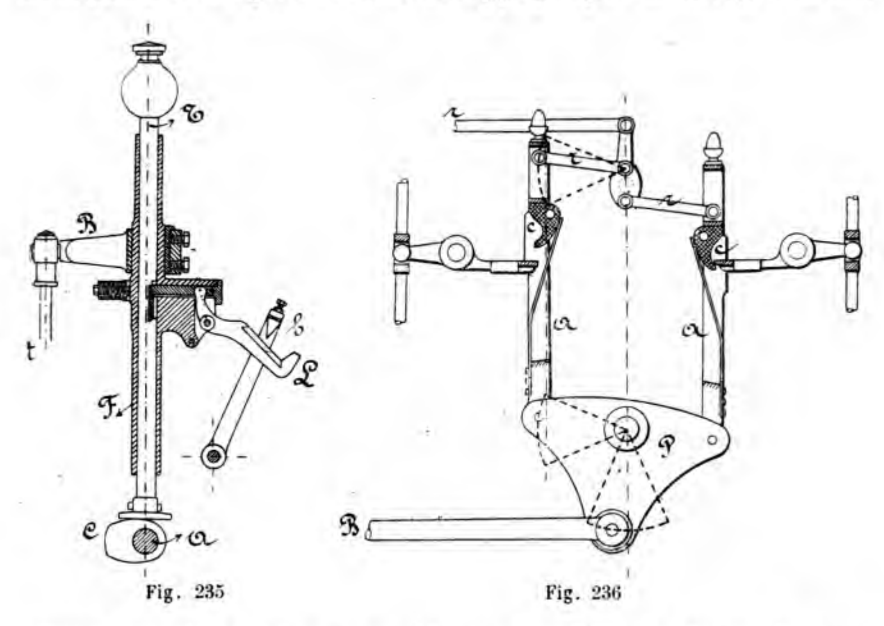


Fig. 235 Fig. 236

Dans le système *Zimmerman-Hanrez* (fig. 236), le plateau P, commandé par la barre B de l'excentrique, communique aux deux pièces AA un mouvement vertical d'oscillation ; ces pièces sont plus ou moins écartées par les connexions *r r r* du régulateur ; elles portent les cliquets *c c*, qui agissent sur les leviers des soupapes.

§ XI

SOUPAPES A CHUTE ACCOMPAGNÉE

112. — Ce système a été préconisé par M. *Collmann*, qui en a réalisé de nombreuses dispositions ; les soupapes d'introduction sont ouvertes

desmodromiquement par la machine, elles sont fermées par l'action d'un ressort qui concourt avec la pesanteur à les ramener sur leur siège;

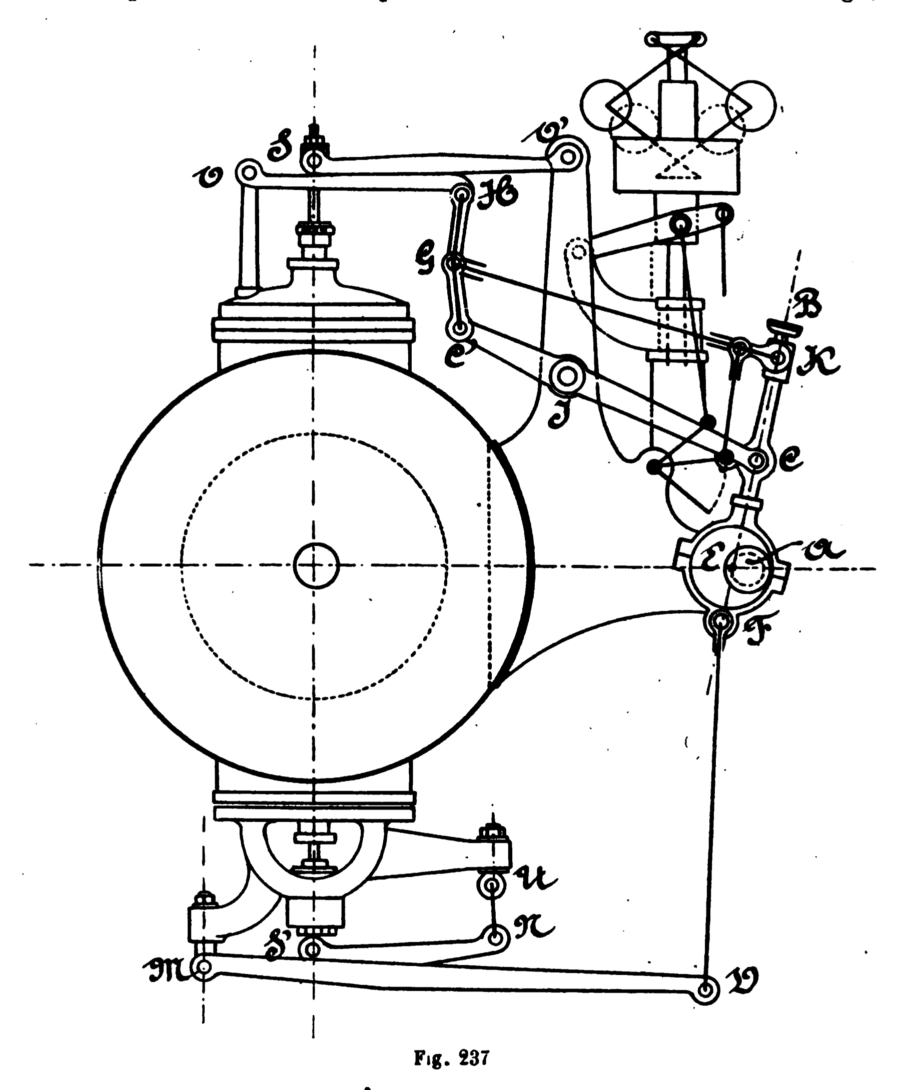


Fig. 237

mais au lieu d'être libres pendant qu'elles tombent, elles continuent à s'appuyer par leur levier de commande sur le mécanisme dépendant de la machine. Il n'est donc plus nécessaire de modérer leur chute, et l'on peut atteindre des vitesses supérieures à celles des machines à déclics.

Nous ne décrirons que l'un des dispositifs employés par M. Collmann (fig. 237), dont une légende explicative se trouve ci-dessous :

A, arbre parallèle au cylindre et commandé à la même vitesse que l'arbre moteur ;
E, excentrique calé sur l'arbre A en face de chacune des soupapes d'introduction ;
E B, barre d'excentrique, dont un point intermédiaire C est lié à l'extrémité du balancier C'C, articulé au point I ;
C'G, G H, leviers articulés au point G ; ce point est relié, par la bielle G K, au coulisseau K, qui peut occuper sur la barre d'excentrique différentes positions, par suite de ses liaisons avec le régulateur ;
O H, levier articulé au point fixe O ;
O'S, levier articulé au point fixe O', actionné par le levier O H, et bombé sur sa face inférieure ;
S, suspension de la soupape d'introduction ;
F, articulation choisie sur le collier d'excentrique et destinée à la commande de la soupape d'échappement ;
F D, bielle actionnant le levier M D, articulé au point fixe M ;
N S', levier bombé sur sa face inférieure et reposant sur M D ;
S', point de suspension de la soupape d'échappement ;
N U, bride destinée à permettre l'oscillation de N.

Lorsque l'excentrique se trouve dans la position de la figure, et se meut vers le bas, si l'on fait abstraction de la liaison GK, en considérant C'GH comme une barre rigide, la soupape S se soulève d'un mouvement de plus en plus rapide, le point de contact des leviers OH, O'S se rapprochant de plus en plus du point H. Mais en même temps que le centre E descend, l'oscillation de la barre d'excentrique reporte le coulisseau K de plus en plus vers la gauche, les leviers C'G, GH, en se repliant, diminuent la distance entre les points C' et H, ce mouvement combat celui qui est dû à l'abaissement vertical du point E ; bientôt, ce dernier point commence à s'élever, et son mouvement vertical joint au mouvement de K vers la gauche, contribue à abaisser rapidement le point H. Le mouvement horizontal de K est d'autant moins prononcé qu'il se rapproche plus de C ; la fermeture est donc rendue plus tardive au fur et à mesure que le coulisseau K descend sous l'action du régulateur. Lorsque le coulisseau s'élève suffisamment, il annule l'introduction ; la longueur de la tringle GK et l'inclinaison de la barre EB sont choisies de telle manière que lorsque le piston est au point mort, le déplacement

du coulisseau K ne modifie pas sensiblement la position de G ; l'avance linéaire est donc à peu près constante (1).

On doit à M. Collmann de judicieuses observations sur l'étanchéité des soupapes équilibrées qui, généralement est altérée par une différence de dilatation entre la soupape et la pièce qui contient les sièges. La dilatation a pour effet d'altérer toutes les dimensions linéaires dans le même rapport, et par conséquent, la soupape reste géométriquement semblable à elle-même quelle que soit sa température ; il en résulte que

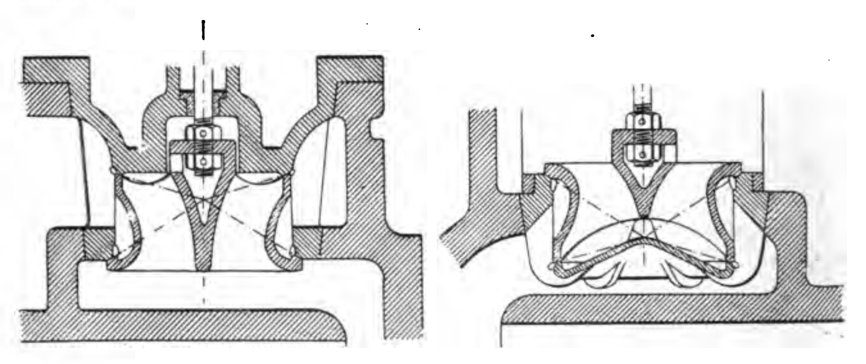


Fig. 238 Fig. 239

la dilatation ne modifie pas l'angle au sommet des surfaces coniques des sièges ; la même remarque est vraie pour les surfaces d'appui de la soupape. Deux surfaces coniques rodées restent donc toujours en contact même pour des dilatations différentes lorsque leurs sommets coïncident, car les génératrices ne font que glisser l'une sur l'autre ; cette propriété est vraie pour tous les cônes de même sommet, et par conséquent, les surfaces des deux sièges doivent avoir un sommet commun ;

1. Bien des systèmes ingénieux ont été produits en Allemagne pour réaliser les mêmes *desiderata* que ceux des distributions Collmann, nous citerons ceux de *Proell* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1888, p. 413, *Engineering*, 1887, 1er sem., p. 495) ; *von Recke*, *Kliebig*, *Hartung* (*Haeder*, *Dampfmaschinen*) ; *Czischek*, *Radovanovicz* (*Praktische M. C.* 1892, Pl. 28, 73) *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 565 ; établissements de *Grevenbroich*.

Widmann *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 159 et 249.

Dans la plupart de ces machines, on retrouve les leviers de soulèvement bombés à point de contact variable, destinés à accélérer la levée et la chute.

Les systèmes cinématiques dont il est question dans ce paragraphe se prêteraient moins facilement à la commande des valves oscillantes, plus dures à manœuvrer, et qui exigeraient un régulateur plus puissant.

Voir cependant la distribution *Doerfel*, *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 540.

cette condition est réalisée dans les soupapes des figures 238 et 239 ; comme cas particulier, l'un des sièges pourrait être plan, l'autre serait alors un cône dont le sommet devrait se trouver dans ce plan, et moyennant cette précaution, la soupape et son siège peuvent subir des températures inégales ou être formés de métaux différents.

CHAPITRE IV

Régulateurs (1)

113. — *Réglage par étranglement.* — Le régulateur peut agir en réglant la pression de l'introduction, ou en modifiant sa durée. Au point de vue de l'utilisation, ces deux modes ne sont pas équivalents.

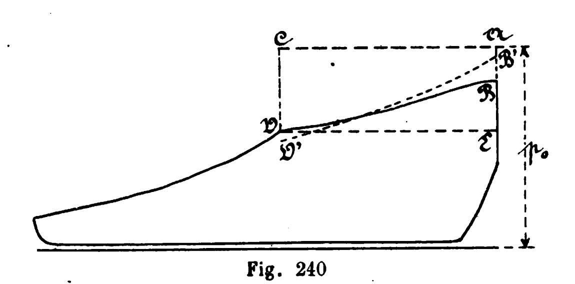


Fig. 240

Lorsque le régulateur agit sur la pression, il crée un étranglement plus ou moins grand à l'entrée dans la chapelle, et la courbe d'indicateur se présente comme dans la figure 240, la pression à l'amont de la valve est p_0 ; la chute de pression est AB au moment où l'admission s'ouvre, elle devient CD au moment où l'introduction se ferme, BD est la loi des pressions dans la chapelle (ou sur le piston) pendant que l'introduction est ouverte, c'est donc la loi de détente de la vapeur empri-

1. La théorie des régulateurs a été donnée dans le 2e fascicule, nos 121 à 140, il ne nous reste à examiner ici que leur mode d'action sur la distribution.

On consultera utilement le récent ouvrage de M. *P. Minel* intitulé : *Régularisation des Moteurs électriques.* (*Encyclopédie Leauté*), ainsi que le mémoire de M. *Sankey* : *Governing of Steam Engines by throttling and by variable Expansion* (M. of P. *Mechanical Engineers* 1895).

sonnée dans la chapelle, modifiée par l'afflux de vapeur qui passe par la valve du régulateur sous l'influence de la différence de pression comprise entre AC et BD. Lorsque l'introduction est fermée, la pression de la chapelle remonte de la quantité E B jusqu'au moment de l'admission suivante.

En résumé, la vapeur formée dans la chaudière à la pression du point A n'est jamais admise sur le piston à une pression supérieure à celle de la ligne BD, la perte d'effet qui accompagne ce phénomène a été étudiée ailleurs (3e fascicule, n° 131; 4e fascicule, n° 118). Le volume de la chapelle a du reste une influence sur la forme de la ligne BD; ainsi, avec une chapelle très réduite et pour la même ouverture de la valve, la pression remonterait plus haut après la fermeture de l'introduction, et tomberait plus rapidement pendant l'admission, comme l'indique, par exemple, la ligne B'D'; avec une chapelle de volume infini, la ligne BD serait horizontale.

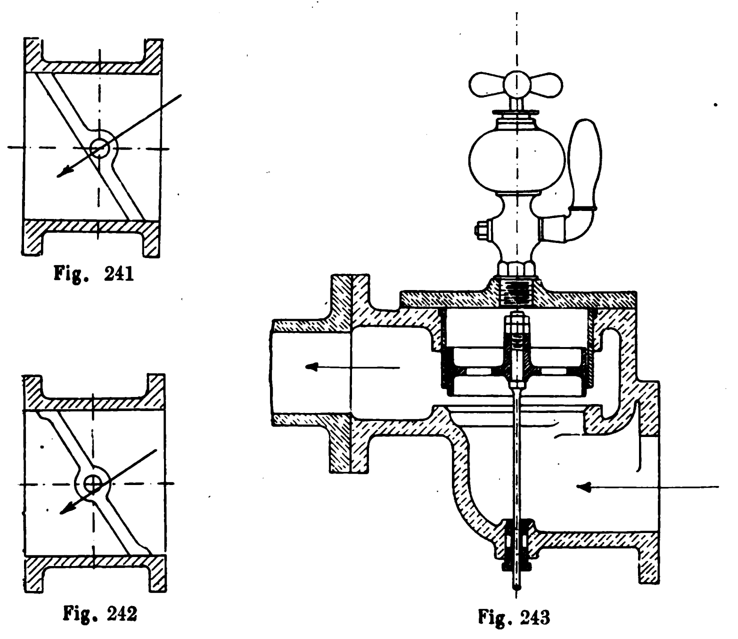


Fig. 241

Fig. 242

Fig. 243

Il convient de réserver le réglage par étranglement aux petits moteurs ou au cas où l'on ne peut employer la détente automatique. Certains moteurs fonctionnent du reste à charge constante, par exemple les pompes élevant l'eau à une hauteur invariable, le régulateur n'est alors

qu'un appareil de sûreté destiné à empêcher la machine de s'accélérer en cas d'un déchargement accidentel, en temps normal il est tout à fait ouvert.

Pour les moteurs à charge fréquemment variable, l'emploi de la détente est illusoire avec ce mode de réglage, car si l'on suppose, par exemple, la machine munie d'un système de distribution Meyer ou autre, variable à la main, on sera obligé de le disposer pour que le régulateur étant au bas de sa course, la machine puisse emporter la charge maximum ; aussi, le réglage par étranglement tend à disparaître de plus en plus.

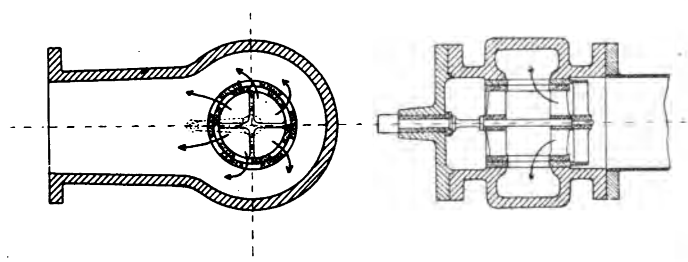


Fig. 244

Les valves employées sont de divers systèmes, mais elles doivent toujours être équilibrées, le régulateur étant un appareil peu puissant ; on emploie la valve à papillon, (fig. 241) [1]; la disposition (fig. 242) est défectueuse, la valve, dans la position de fermeture cesse d'être équilibrée. On emploie aussi la valve cylindrique (fig. 243) (Willans), la valve cylindrique à lanterne à mouvement de rotation (fig. 244) (voir sa position en R (fig. 15). La soupape à double siège ne convient pas, parce qu'il existe forcément une différence de diamètre entre les sièges, et la soupape n'est plus équilibrée au moment de la fermeture ; lorsqu'elle arrive à se fermer, le régulateur ne parvient plus à l'ouvrir.

Pour réduire le travail moteur, il faut créer une perte de charge sensible ; lorsque l'on donne une section d'ouverture trop grande pour la position inférieure du régulateur, celui-ci se tient presque toujours dans le voisinage du sommet de sa course, et le régime est instable, parce qu'un très petit déplacement du manchon fait passer le travail par ses valeurs extrêmes. Pour corriger cette instabilité, on peut lier le manchon à la valve de manière à ce que celle-ci se déplace très peu lorsque le

1. Voir au sujet de la position de l'axe: *Reuleaux* (*le Constructeur*, 3e édition française, p. 1125) et *Marié* (*Annales des Mines*, 1887, p. 202).

manchon est au sommet de sa course ; on arrive au même résultat d'une manière plus simple en donnant aux ouvertures une forme triangulaire, ou en pointe (fig. 245) ; ce système, appliqué à un fort moteur compound s'est fort bien comporté, les diagrammes 1 à 5 (fig. 246), relevés sur le cylindre à haute pression pendant une variation de charge, et à intervalles de temps à peu près égaux, démontrent la proportionnalité de l'action du régulateur.

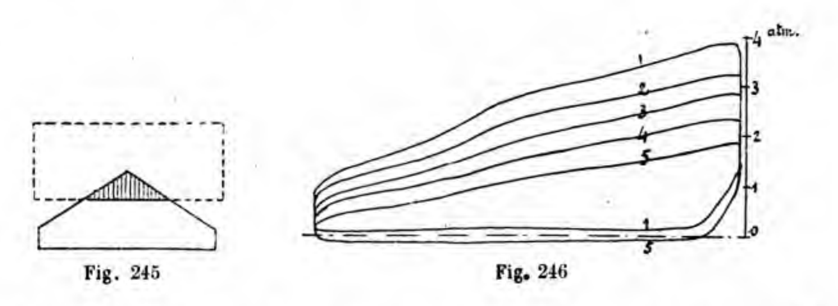


Fig. 245 Fig. 246

La section totale des lumières est calculée de manière à donner à la vapeur une vitesse moyenne de 80 mètres par seconde lorsqu'elle est entièrement découverte, et que la machine admet à pleine course [1].

Il existe pour les petits moteurs un grand nombre de régulateurs bien agencés, que l'industrie fournit en séries, ils sont assez souvent combinés avec une valve qui sert de modérateur ; il suffit de déterminer le diamètre de la poulie de commande de manière à leur communiquer la vitesse moyenne d'équilibre.

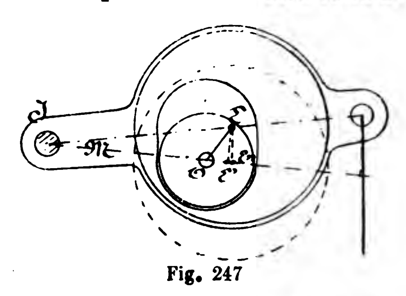
114. — Le mode de réglage le plus rationnel consiste à agir sur la durée de l'introduction ; nous avons rencontré, dans l'étude des distributions, de nombreux mécanismes à détente variable ; toutefois, il nous reste à définir leur liaison avec le régulateur.

Distribution à tiroir simple. — Le régulateur conique à boules est trop peu puissant pour modifier les éléments (excentricité et angle de calage) de la distribution par tiroir simple, même lorsque cet organe est

1. Nous avons déterminé ce chiffre par tâtonnements sur une machine de 500 chevaux en modifiant la valve ; avec des ouvertures plus grandes, le régulateur n'utilisait que la partie supérieure de sa course, avec des ouvertures plus faibles, la puissance maximum était réduite dans une assez forte mesure. Les courbes d'indicateur successives obtenues sur le cylindre à haute pression de la machine compound ainsi réglée sont celles de la figure 246.

équilibré [1]; il n'en est pas de même du régulateur dit « *Américain* » (régulateur d'arbre, ou de volant), qui est aujourd'hui extrêmement répandu pour conduire des distributions à tiroir cylindrique ou à tiroir plan équilibré.

Soit OM la position de la manivelle, le rayon d'excentricité correspondant à l'introduction maximum est OE ; OE' est le rayon d'excentricité pour la marche à vide. Le plateau de l'excentrique doit donc être relié à l'arbre de manière à ce que son centre puisse occuper toutes les positions situées sur EE' ; le plateau est percé d'une coulisse pour le passage de l'arbre, et il est articulé par un bras à un point fixe I choisi sur le volant ; ce point devrait être situé très loin sur la direction OM, mais on adopte souvent une solution approximative, qui rend les avances linéaires légèrement inégales ; on limite la longueur du bras, et le centre du plateau décrit l'arc de cercle EE''. Le régulateur doit être disposé de manière à placer le centre de l'excentrique en E pour la vitesse minimum de l'arbre, et en E'' pour la vitesse maximum [2].


Fig. 247

La figure 248 représente le régulateur de la machine *Straight-Line* : la force centrifuge agit sur le contre-poids P, et tend à l'écarter du centre de l'arbre, le ressort R tend au contraire à l'en rapprocher ; chaque position répond à une vitesse d'équilibre, la bride de connexion B est reliée à un bras qui porte le plateau d'excentrique, celui-ci tourne autour du pivot I, porté par le moyeu de l'un des volants. La trajectoire du centre de l'excentrique est un arc de cercle disposé par rapport à la manivelle comme l'indique la figure 249, c'est-à-dire que, pour les faibles admissions, l'avance est supprimée et transformée en *retard* ; pour une certaine course du régulateur on obtient ainsi une variation plus rapide du travail moteur.

1. Les machines de *Porter-Allen* sont un rare exemple d'application du régulateur ordinaire (Porter) au réglage d'une distribution par tiroirs sans plaques de détente. Les deux obturateurs d'admission sont manœuvrés par un coulisseau qui se déplace dans une coulisse de *Fink* (97), ces obturateurs sont du reste parfaitement équilibrés ; l'échappement n'est pas influencé par la position du régulateur.

2. On fait quelquefois varier l'excentrique suivant une autre loi (Machine Breitfeld Danek, *Zeitschrift des* V. *D. I.*, 1892, p. 567).

Dans le régulateur *Westinghouse* (fig. 250-251), on s'est attaché à disposer symétriquement par rapport au centre les masses soumises à la pesanteur, condition nécessaire pour que l'équilibre ne soit pas modifié

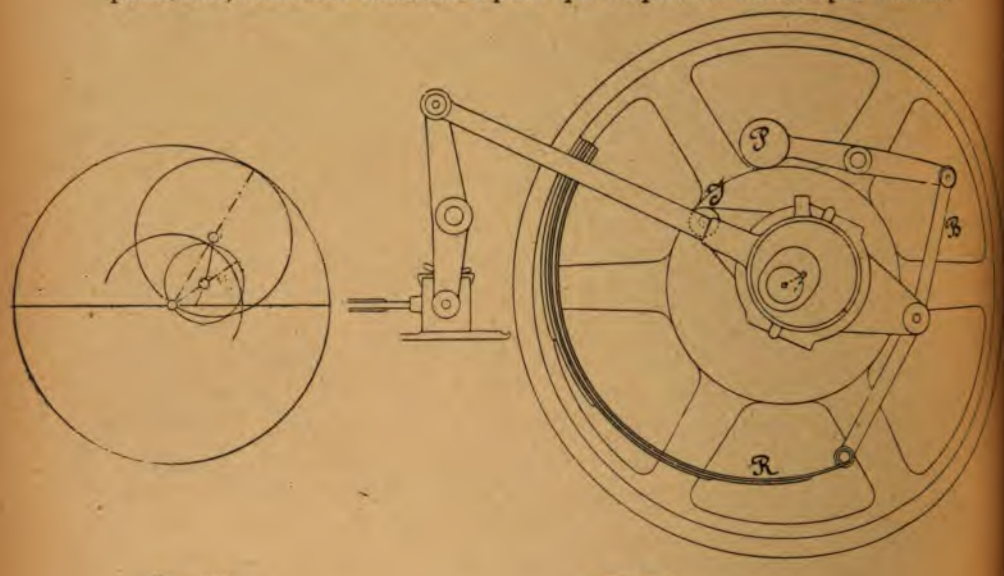


Fig. 249 Fig. 248

par la position de l'arbre lorsque les poids sont assez grands vis-à-vis des autres forces en jeu.

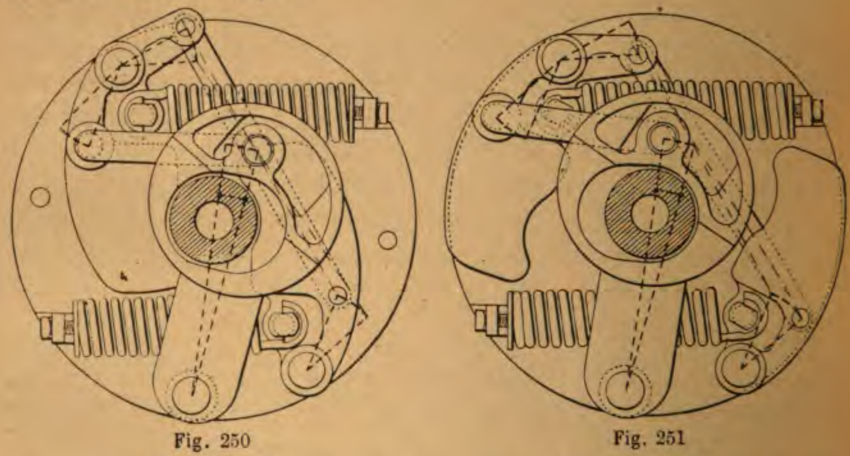


Fig. 250 Fig. 251

Les considérations développées au numéro 77 indiquent que la compression augmente fortement au fur et à mesure que l'introduction est

plus réduite, il faut donc ménager un espace nuisible assez grand pour ne pas faire remonter la pression d'une manière excessive lorsque l'on réalise de faibles introductions. Les courbes d'indicateur (fig. 252) sont extraites du catalogue des machines de Westinghouse.

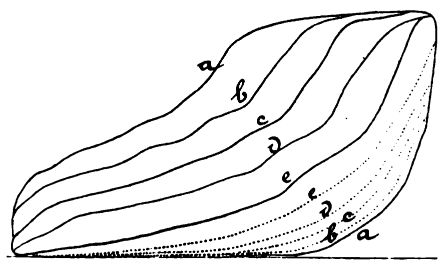


Fig. 252

Le régulateur d'Armington-Sims (fig. 253-254) est du même genre que le précédent, mais au lieu d'agir directement sur le plateau d'excentrique, il agit en sens contraire sur deux excentriques placés l'un dans l'autre, afin de donner au centre du collier la trajectoire la plus convenable.

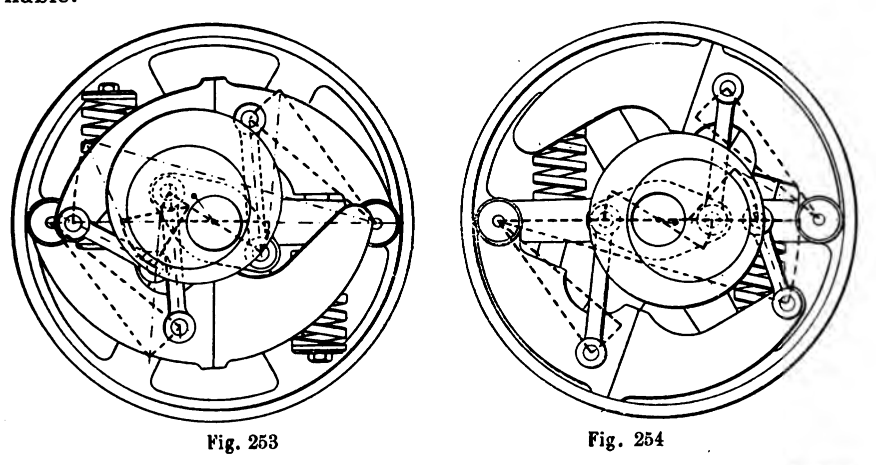


Fig. 253 Fig. 254

M. *Wilson Hartnell* a eu pour objectif de rendre non réversible la liaison entre le régulateur et l'excentrique, c'est-à-dire que l'excentrique ne peut réagir sur le régulateur pour modifier sa position dans le cas où le tiroir présente une résistance anormale ; la connexion a lieu par l'intermédiaire d'un levier articulé à un point fixe et muni à son extrémité d'un coulisseau qui se meut dans une rainure du tourteau d'excen-

trique. Le centre de cette coulisse ne coïncide pas avec le centre de rotation du levier ([1]).

Dans le régulateur de *Marshall* ([2]), le volant n'est pas directement relié à l'arbre, et l'inertie de sa jante concourt, avec l'action de la force centrifuge sur deux masses symétriques, à modifier la position du tourteau; ce supplément de force dû à la jante disparaît aussitôt que le nouveau régime est établi, l'effet qu'il produit est donc l'opposé de celui d'un *dash-pot* ([3]).

Le régulateur Américain est aussi employé pour agir sur l'angle de calage et le rayon de l'excentrique de détente dans les systèmes à tiroirs superposés (86), ou sur son angle de calage seulement, tel est le régulateur *Thompson* (fig. 255) appliqué aux machines *Buckeye* (86).

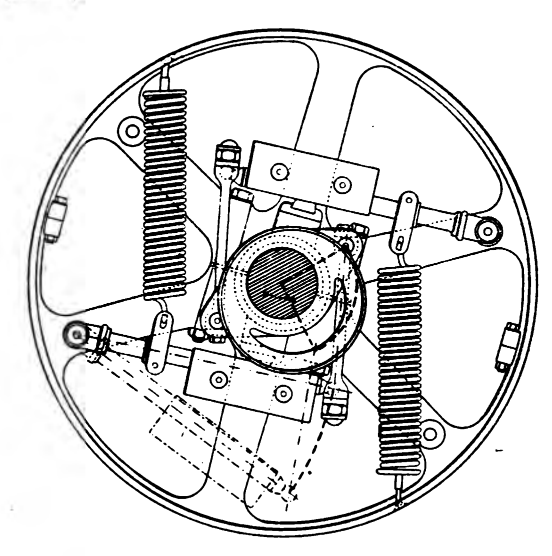


Fig. 255

115. — Les forces d'inertie des organes commandés peuvent devenir assez importantes pour qu'il y ait lieu de les équilibrer, sinon elles réagiraient sur la position du régulateur; ainsi, dans les petits moteurs verticaux de *J. S. Fries* (86), où le régulateur agit sur l'excentrique de détente, les effets de l'inertie sont représentés approximativement par

1. *Engineering*, 1882, 2e sem., p. 201.
2. *Engineering*, 1889, 2e sem., p. 693.
3. Il n'est pas certain que cette disposition soit favorable à la régularité (116).

es abscisses de la ligne inclinée *ab*, rapportée à l'axe XX (fig. 256) ; le poids mort des pièces combiné avec ces forces d'inertie donne lieu au diagramme rapporté à l'axe X'X', marqué de hachures horizontales. On voit que, pour ne pas influencer le régulateur, il faudrait agir pendant la course descendante, au moyen d'une force étrangère, et qui varierait suivant la loi donnée par le diagramme ; les mêmes forces devraient être appliquées pendant la course ascendante. On a emprunté la force nécessaire à un ressort en hélice, attelé à un levier de renvoi du système ; la longueur de ce ressort est réglée de telle manière que sa flèche s'annule pour la position I, le ressort est comprimé pour la position *a*, il est étendu pour la position *b*. On obtient ainsi un équilibrage presque rigoureux de la force d'inertie et du poids mort.

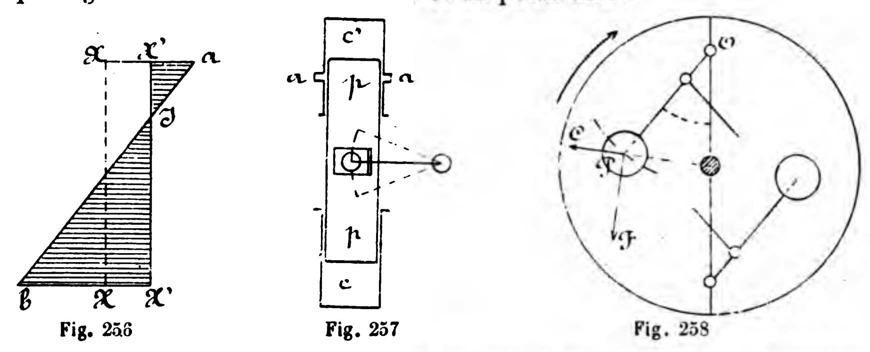


Fig. 256 Fig. 257 Fig. 258

Dans les moteurs Westinghouse exposés à Chicago [1], le régulateur est employé pour manœuvrer un tiroir principal assez lourd ; l'ensemble des poids à mouvoir est de 500 kilogrammes ; à la vitesse normale, la force d'inertie au point mort s'élève à 2000 kilogrammes. Pour équilibrer ces actions importantes, on a fait usage d'un piston *pp* (fig. 257), actionné par les mouvements de renvoi, et engagé dans deux cylindres à air *c*, *c'*, où l'air se comprime et se détend alternativement ; le poids des pièces entre également en ligne de compte pour altérer le diagramme des forces d'inertie, mais on rend les compressions inégales en plaçant convenablement les lumières d'aspiration *a*, et en disposant convenablement des espaces nuisibles ; on peut arriver à une compensation exacte pour trois points du diagramme, et approximative pour les autres points.

116. — Les régulateurs Américains donnent lieu aux mêmes calculs que ceux qui ont été développés dans le premier fascicule à propos du

1. *Engineering*, 1894, 1er sem., p. 71.

pendule conique; leurs propriétés se définissent de la même manière, et résultent de deux équations d'équilibre, l'une pour l'ouverture, l'autre pour la fermeture, mais les forces dues à la pesanteur y sont neutralisées; l'action des ressorts dépend de leurs dimensions et de leur flèche (1er fascicule n° 137), et l'étude statique ne présente aucune difficulté. Les forces d'inertie qui se développent pendant le changement de régime ont ici un effet direct sur l'équilibre du régulateur ; soit (fig. 258), OP la position du bras au moment où le mouvement de l'arbre s'accélère, et supposons que le bras soit maintenu immobile par rapport au volant ; la boule sera soumise à la force centrifuge C, et à la force d'inertie tangentielle F ; cette dernière force agit donc comme une résistance pendant le mouvement d'ouverture des bras, c'est-à-dire comme un *dash-pot*; elle tend à donner de la stabilité au régulateur. Le contraire se produirait évidemment si l'arbre tournait en sens opposé à celui de la flèche (1).

117. — *Distributions par tiroirs superposés*.— (Voir les nos 80 à 84). La distribution Meyer ne peut être commandée directement par un régulateur, à cause de la trop grande résistance qu'occasionne la rotation de la tige des tasseaux, et du temps considérable qu'il faut pour modifier leur recouvrement. On a résolu cette difficulté en empruntant

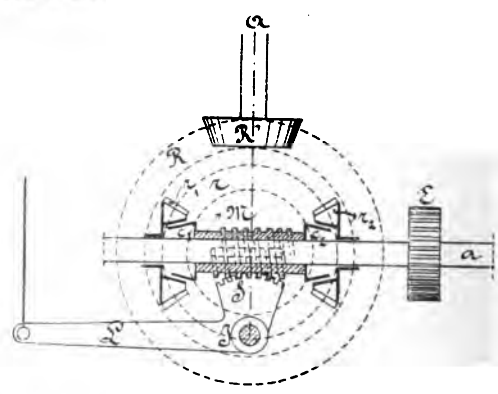


Fig. 259

à la machine le travail nécessaire pour commander la rotation, et en employant le régulateur à déplacer un embrayage qui détermine le sens de cette rotation; il y a d'ailleurs quelques précautions à prendre pour

1. Communication de E. J. Armstrong à l'American Society of M. E. (*Engineering*, 1890, 2e sem., p. 59).

relier l'embrayage à la tige des tasseaux, car si le régulateur venait à manquer après avoir mis l'embrayage en prise dans un sens ou dans l'autre, le mouvement continuerait et aurait pour conséquence la rupture de l'un ou l'autre organe. L'un des systèmes les plus ingénieux qui aient été produits dans ce sens est celui de *Knuettel*, de Dusseldorf (fig. 259).

Légende de la figure 259

A, arbre du régulateur ;
R R', roues de commande de cet arbre ;
r, roue commandant les cônes r_1 r_2 ;
r_1 r_2, roues coniques tournant d'une manière permanente en sens contraire, commandées par la roue *r* ;
M, manchon portant les deux cônes de friction c_1, c_2, et s'engageant, suivant sa position, dans l'une ou l'autre des roues r_1 ou r_2 ; ce manchon porte une denture en hélice analogue à un filet de vis sans fin ;
a, arbre sur lequel est engagé le manchon M, et rendu solidaire de son mouvement de rotation ;
E, roue droite actionnant, par une roue analogue, la tige des tasseaux des tiroirs Meyer ;
L, levier manœuvré par la tringle du régulateur, articulé au point I, et portant un secteur denté S qui engrène avec le filet de vis du manchon ; le levier L, en se déplaçant dans un sens ou dans l'autre, détermine l'embrayage de l'un ou l'autre des cônes de friction, cet embrayage persiste jusqu'au moment où un nouveau régime est atteint ; le régulateur devient alors immobile, il en est de même du secteur S, et le filet du manchon M, toujours engagé dans ce secteur, remet le manchon dans sa position milieu et la détente ne varie plus. A chaque position du levier L correspond une vitesse déterminée qui ne dépend que des propriétés du régulateur.

Cet appareil rentre, au fond, dans la catégorie des *servo-moteurs*, (Chap. V), on peut le rapprocher des régulateurs automatiques pour turbines (2e fascicule n° 132), où l'organe régleur, très dur à manœuvrer, ne peut être saisi directement par le régulateur ([1]).

On a assez souvent employé, pour rendre l'introduction variable par l'action du régulateur, le système *Racher* (fig, 260).

La tige des tasseaux est dédoublée en deux tiges, *t*, *t'*, actionnées par la traverse *b b*; cette pièce est commandée en son point milieu

1. Cette combinaison n'est pas seule de son espèce, M. Stévart avait imaginé et mis en pratique un système comprenant deux roues à rochets en sens contraire, traversées par la tige des tasseaux ; celle-ci avait la forme d'un carré et elle était légèrement tordue, de manière à former une vis à pas très allongé ; le régulateur était employé à mettre en prise alternativement les cliquets des roues à rochets. (Voir aussi le système Ed. Kœnig, dit régulateur indirect, *Haeder*, *Dampfmaschinen*, et *Praktische M. C.*, 1888, 2e livraison).

par la barre B de l'excentrique de détente ; le régulateur agit par l'intermédiaire du bras *b'* sur l'inclinaison de la traverse, et modifie l'écartement des tuiles. Pour que le système ne se dérègle pas, les bourrages des tiges ne doivent pas être trop serrés, il faut de plus que ce serrage soit le même pour les deux tiges.

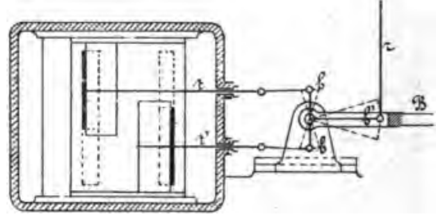


Fig. 260

Les différents dispositifs mis en usage pour commander le système Meyer par le régulateur ont pour la plupart cédé le pas à la distribution Rider et à ses modifications (85).

118. — *Divers perfectionnements du régulateur ordinaire.* — On emploie couramment tous les systèmes de régulateurs *pseudo-astatiques* (fig. 261 (¹)), qui ont la propriété de se tenir en équilibre à une hauteur déterminée pour une certaine vitesse moyenne, de sorte que l'introduction maximum est réalisée pour une vitesse plus faible que l'introduc-

1. Ce type de régulateur, intermédiaire entre le Watt et le Porter, est rendu suffisamment isochrone pour tous les cas ordinaires, grâce à l'articulation directe des bras sur l'axe, et non à l'extrémité d'une traverse; en outre, la variation de l'angle des bras avec la verticale est maintenue entre des limites très faibles ; cette condition entraîne la nécessité d'employer d'assez grands régulateurs pour une course donnée du manchon. Voici les données de l'appareil représenté, elles pourront servir de point de départ, en utilisant les propriétés de proportionnalité qui ont été signalées dans le premier fascicule :

Poids d'une boule	13 kil.
Poids du ballon.	47ᵏ,32
Poids divers rapportés au manchon . . .	51ᵏ,70
Nombre de tours par minute, le manchon à mi-hauteur, sans résistance.	122,4

Entre les angles-limites indiqués sur la figure, le diagramme des vitesses d'équilibre pour une résistance totale au manchon de 2 kilogrammes est celui de la figure 261 *bis* ; les coefficients définis dans le premier fascicule, nᵒˢ 123, 124 et 127 sont alors :

Sensibilité	23,5
Régularité	11,8
Isochronisme.	19,2

tion minimum. Pour remédier à ce défaut, on a imaginé de modifier automatiquement la liaison entre le manchon et l'appareil régleur (valve, coulisseau, déclic, etc.), de manière à ramener le régulateur dans sa position initiale après qu'il a agi sur la distribution, mais sans détruire en rien cette action.

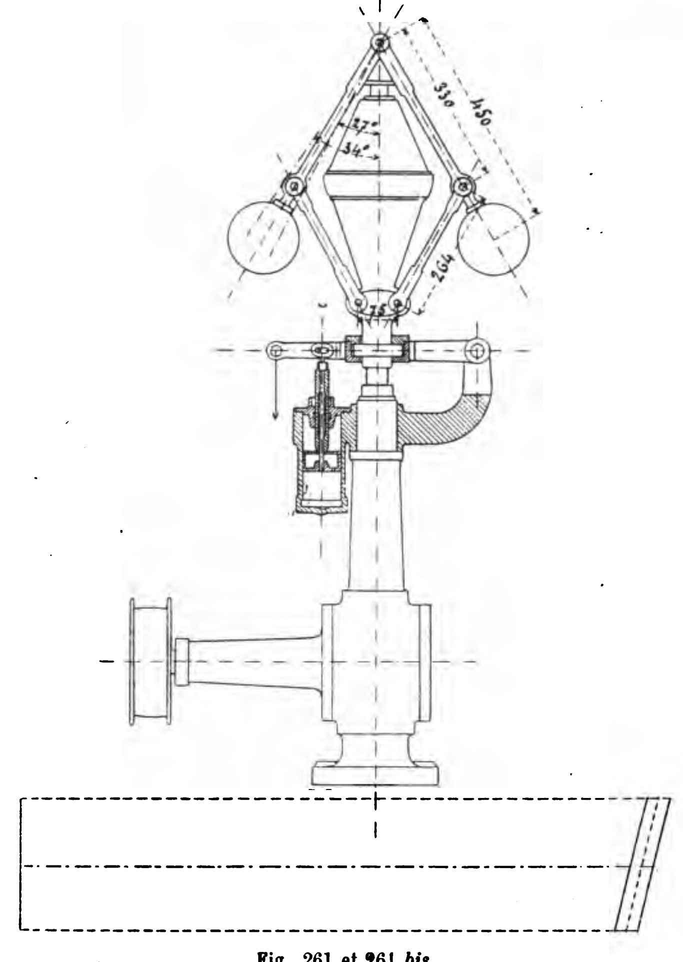


Fig. 261 et 261 *bis*

Le *compensateur Denis*, employé par MM. Weyher et Richemond, satisfait à cette condition (1); le régulateur (fig. 262), agit par son man-

1. Le compensateur Denis figurait déjà à l'Exposition de 1878, a Paris.

chon sur la position de la tringle *t*, qui commande l'ouverture de la valve ou la durée de l'introduction, mais la liaison *ab* n'est pas constante ; si l'on imagine, par exemple, que le manchon M s'élève par suite d'un changement de vitesse, et donne aux leviers L et L' les positions pointillées, la longueur *ab* est aussitôt modifiée automatiquement, de manière à ramener le levier L à sa place sans changer la position du levier L', ni par conséquent le nouveau réglage. Ce résultat est obtenu de la manière suivante :

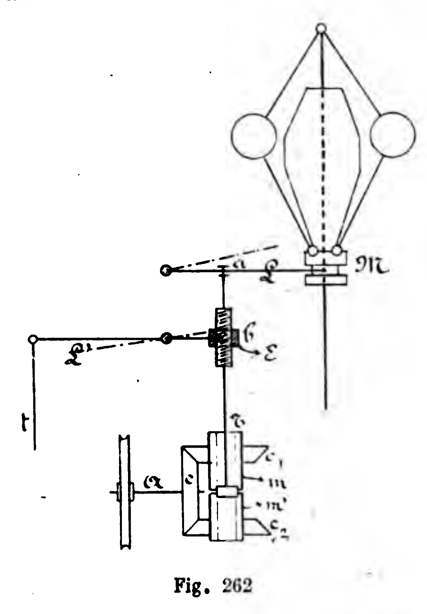


Fig. 262

La machine commande, par une transmission légère et d'une manière permanente, l'arbre A qui entretient, par les cônes dentés c, c_1, c_2, un mouvement de rotation en sens inverse des deux manchons *m m'* ; à l'intérieur de ces manchons, qui sont séparés par un petit intervalle, descend l'extrémité de la tringle *ab*, terminée par un talon ; dans les manchons sont pratiquées des rainures qui ont pour objet d'entrainer le talon dans le mouvement de rotation aussitôt qu'il s'écarte de sa position moyenne ; la tringle *a*T est filetée sur une certaine hauteur, et s'engage dans l'écrou E, lié au levier L'. D'après cela, lorsque le régulateur s'ouvre, il déplace le levier L, mais en même temps le talon s'engage dans le manchon *m*, la tige *a*T tourne dans le sens voulu pour revenir dans sa position première en considérant l'écrou E comme fixe, etc. ; la mo-

dification apportée à la distribution ne prend fin que lorsque le régulateur a repris sa position première, c'est-à-dire lorsque l'arbre a repris sa vitesse initiale.

L'emploi du compensateur Denis équivaut à celui d'un régulateur isochrone, dont il n'a pas les défauts (1er fascicule, 127).

Le régulateur supplémentaire de *W. Knowles* agit exactement comme le compensateur Denis, auquel il est postérieur (1), mais le repos ou le mouvement de la tringle *ab* est déterminé par un petit régulateur spécial dont le manchon actionne un embrayage en ne se déplaçant que très peu. Ce système a été appliqué par Hick, Hargreaves et Cie, à de grands moteurs de 1000 chevaux actionnant des filatures.

119. — *Régulateurs servo-moteurs.* — Un petit cylindre à vapeur, dont la distribution est asservie et commandée par les mouvements du manchon, substitue son énergie à celle du régulateur ; celui-ci n'a donc à vaincre que les résistances relativement faibles de la distribution du servo-moteur (122). On peut obtenir ainsi des régulateurs d'une énergie illimitée, mais au prix d'une assez grande complication et avec les inconvénients qui accompagnent l'emploi d'organes très délicats, car ces servo-moteurs sont toujours de dimensions très réduites. Les régulateurs *von Luhde* (2), *Guhrauer et Wagner* (3) sont disposés pour l'application à un moteur quelconque ; M. *Farcot* a fait agir le servo-moteur sur la coulisse d'une distribution radiale (4) ; les successeurs de *Willans* ont appliqué à leur machine à valve centrale un système à détente variable basé sur le même principe que la distribution Rider, et actionné par un servo-moteur. Jusqu'ici, ces systèmes se sont peu répandus.

Dans le même ordre d'idées, on a imaginé des régulateurs électriques : la force qui agit sur l'appareil régleur est produite par le passage d'un courant électrique dans une solénoïde (5).

120. — *Dispositifs de sûreté.* — Lorsque la transmission du régula-

1. *Engineering*, 1883, 1er sem., p. 318 ; *D. K. Clark, The Steam Engine*, vol. III, p. 78-82.
2. *Engineering*, 1886, 1er sem., p. 4.
3. Reuleaux, *Le Constructeur*, 3e édition, p. 959, et *Engineering*, 1884, 1er sem., p. 57.
4. *Revue technique de l'Exposition universelle* de 1889, 6e partie, t. II, pl. 71-72.
5. Régulateur électrique *Neville*, *Engineering*, 1885, 2e sem. p. 189.
Régulateur électrique *Willans*, *Engineering*, 1886, 2e sem. p. 538 ; cette disposition est particulièrement simple, et évite le frottement du bourrage, le noyau sur lequel agit le solénoïde étant dans la vapeur.

teur vient à faire défaut (chute, rupture ou glissement de la courroie) le régulateur, ne possédant plus sa vitesse, descend au bas de sa course et produit l'introduction maximum ; il peut en résulter de graves accidents. On emploie différents moyens pour remédier à cet état de choses; généralement, on fait en sorte que l'introduction soit supprimée lorsque la vitesse de l'arbre du régulateur descend en dessous d'une certaine limite, et *a fortiori* lorsqu'il s'arrête. Le dispositif à employer dépend évidemment du système de distribution ; dans les machines à déclenchement, le régulateur, lorsqu'il descend en dessous de la position de la plus grande admission, met en œuvre un déclic commandé par un contre-poids, ou tout autre système du même genre. En supposant que m_0m_1 soit la course utile du manchon (fig. 263), il faut donc permettre à

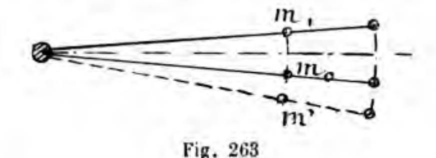


Fig. 263

cette pièce d'atteindre la position m' en cas de grand ralentissement de l'arbre du régulateur; pour la position m', toute admission est supprimée. Il faut, pour pouvoir remettre la machine en marche, relever le manchon de la quantité $m'm_0$; comme cette manœuvre serait assez gênante, on empêche le manchon de descendre plus bas que m_0 en déplaçant un petit verrou avant chaque arrêt voulu du moteur ; après la mise en train, ce verrou est déclenché de manière à laisser se produire l'action du dispositif de sûreté si elle venait à être rendue nécessaire.

Dans la distribution Hertay (88), le coin dont la position règle l'introduction est surmonté d'un coin placé en sens inverse (fig. 164 et 165), et dont les faces sont beaucoup plus inclinées ; lorsque le régulateur s'arrête, le manchon en descendant fait agir le coin supérieur et supprime l'introduction, etc. Le cliquet C sert à soutenir le régulateur avant l'arrêt. On peut réaliser des dispositifs équivalents dans bon nombre de distributions.

On emploie aussi quelquefois un régulateur auxiliaire, qui n'entre en action que pour une vitesse supérieure à la vitesse de régime, et qui déclenche alors un modérateur équilibré, de manière à couper l'arrivée de la vapeur à la machine. Ce système est plus compliqué et moins sûr que le précédent.

CHAPITRE V

Servo-moteurs [1]

121. — Les servo-moteurs s'emploient pour produire avec précision, et comme le ferait la main de l'homme, les déplacements d'une résistance trop grande pour être actionnée rapidement par une force musculaire limitée. Ces appareils sont surtout en usage pour commander le changement de marche des grands moteurs, pour actionner la barre des gouvernails, manœuvrer les affûts de la grosse artillerie, les tourelles, etc.

Un moteur muni d'une distribution ordinaire placée sous la dépendance de l'homme ne suffit pas pour résoudre ces problèmes, puisque cette distribution étant commandée par le moteur, le machiniste n'a d'autre action sur elle que de fermer l'arrivée de la vapeur ; l'inertie des pièces ne permet pas alors l'arrêt immédiat. On pourrait supposer, il est vrai, que le distributeur soit momentanément déclenché et laissé sous le contrôle du machiniste, mais cette solution est encore imparfaite, parce qu'il est difficile de modérer l'action à produire, tant à cause de l'élasticité de la vapeur qu'à cause de l'inertie. Les exemples que nous allons rencontrer achèveront de faire comprendre exactement le rôle du *servo-moteur*.

122. — *Servo-moteur pour mouvement de translation discontinu.* — Ce cas se présente toujours pour actionner l'arbre de relevage des changements de marche. Soit O (fig. 264), l'arbre de relevage, et A l'extrémité du levier à déplacer d'une quantité quelconque limitée, au besoin très petite, en un point quelconque A de l'arc A_0A_1, dans un sens ou dans

1. On consultera utilement « le *Constructeur* » de *Reuleaux*, 3e édition, pp. 956 à 964, et le précis de M. *Dudebout* (*Essai des Moteurs à vapeur, Encyclopédie Léauté*, pp. 163 à 190). Les servo-moteurs sont en réalité des opérateurs, mais ils sont fréquemment employés comme auxiliaires des machines motrices ; leur étude complète celle de la distribution de la vapeur, en faisant intervenir des principes nouveaux. C'est pour ces raisons que nous avons cru devoir rattacher à ce fascicule l'exposé succinct du servo-moteur.

l'autre. Le point A est relié par la bielle AB à un piston P, de section suffisante pour l'effet à produire, mais la simple ouverture du tiroir T aurait pour résultat un mouvement brutal et illimité, avec danger de rupture des pièces, ce dispositif ne remplirait donc pas le but.

Le tiroir T est lié, par un levier I*b*, au mouvement du piston ; ce levier est saisi, en un point I, par la tringle IC, dépendant du levier de manœuvre *m*. Lorsque le piston est immobile, le déplacement de *m* vers la droite a pour effet, le point *b* étant également immobile, d'admettre la vapeur sur la face de gauche du piston, celui-ci se déplace aussitôt vers la droite, et, avec lui, le point *b* ; si la main reste immobile, l'articulation I fonctionne comme un point fixe, et le mouvement du piston a pour effet de refermer le tiroir ; si on déplace *m* d'une manière continue vers la droite, le piston P suit le mouvement.

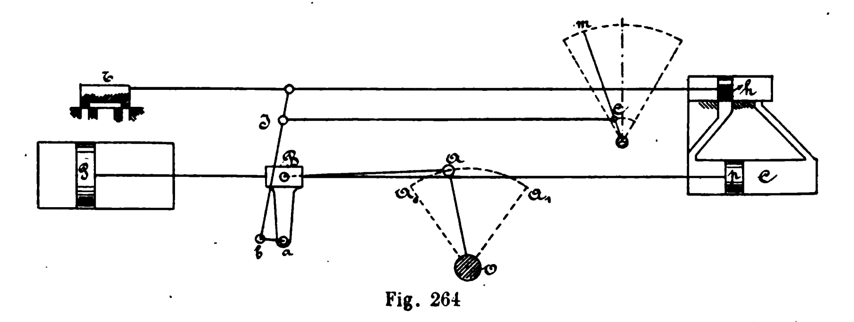


Fig. 264

On a soin de régler les longueurs des tringles de telle manière que le levier *m* étant poussé à fond dans un sens ou dans l'autre, et le piston étant lui-même à l'extrémité de sa course, le tiroir recouvre exactement les lumières. Il est facile de voir que la symétrie du mécanisme rend possibles les manœuvres en sens contraire.

Le résultat obtenu peut se résumer ainsi : le point à commander A, sur lequel agit la résistance, suit exactement les mouvements de la poignée de manœuvre *m*, il les reproduit avec leur continuité, leurs intermittences et leur sens.

Quant au mécanisme qui permet d'obtenir ce résultat, on voit qu'il présente comme caractère spécial d'avoir un distributeur placé à la fois sous la dépendance du levier de manœuvre *m*, et de l'organe à déplacer; les liaisons sont en outre établies de telle manière que, l'action de l'homme cessant, le moteur replace lui-même sa distribution dans la position d'arrêt.

Il est visible que le mécanisme ci-dessus comporte plusieurs dispositions possibles : le point b, notamment, au lieu d'être relié à la crosse, pourrait être en relation avec un point intermédiaire du levier OA, etc.

Les organes peuvent se limiter à ceux que nous venons de définir lorsque le servo-moteur est employé à manœuvrer une résistance qui cesse avec le mouvement lui-même. Lorsqu'il faut commander un arbre de relevage, la réaction du coulisseau, dans les positions où la coulisse présente une grande obliquité, oblige à caler le servo-moteur aussitôt que l'on a atteint la position à réaliser. On ne peut compter en effet sur la vapeur pour produire cet arrêt, à cause de son élasticité et des condensations.

On relie donc le piston moteur à une cataracte C; la tige du tiroir est elle-même prolongée, et actionne le tiroir h, qui, écarté dans un sens ou dans l'autre de sa position moyenne, met simplement en communication les deux faces du piston p. Le cylindre à huile est quelquefois employé sans tiroir, avec communication permanente entre ses deux faces par une ouverture très petite pratiquée dans le piston, mais il ne sert alors qu'à prévenir les mouvements brusques, et la fixation se fait par un moyen mécanique ordinaire, ce qui altère le caractère d'automaticité.

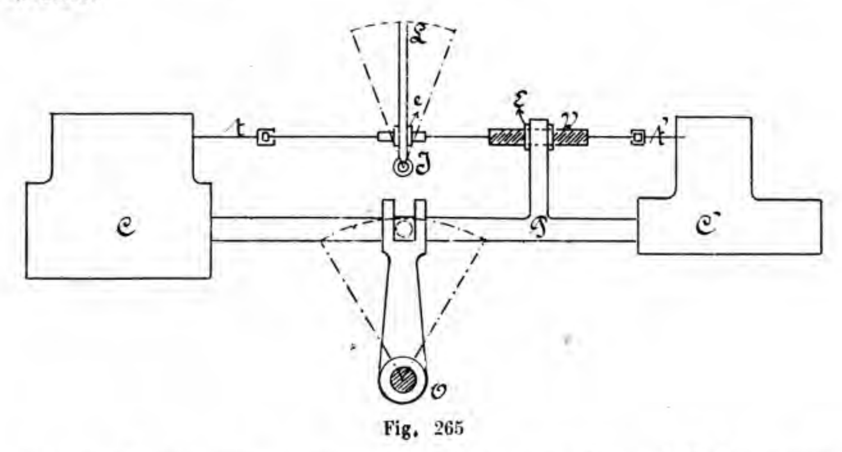


Fig. 265

L'appareil que nous venons de décrire peut être réalisé sous une forme plus condensée et plus élégante; ainsi, le servo-moteur Brown, appliqué à beaucoup de machines marines, présente les dispositions de la figure 265; ces dispositions varient du reste avec l'emplacement et les points d'attache disponibles; C est le cylindre à vapeur, C' est le

cylindre à huile ; la tige *tt'* manœuvre simultanément les deux tiroirs ; elle peut prendre à la fois un mouvement de translation et un mouvement de rotation, mais la translation seule est communniquée aux tiroirs ; L est le manipulateur, qui tourne autour du point fixe I, et qui entraîne la tige des tiroirs par l'écrou non réversible *e*, la tige porte en V un pas très allongé, engagé dans l'écrou E, qu'entraîne un bras rattaché à la tige commune des deux pistons. Lorsque, par suite du déplacement imprimé au manipulateur, la tige P se déplace, l'écrou E fait tourner, par l'intermédiaire de la vis V, la tige commune des tiroirs ; ce mouvement de rotation annule le déplacement de l'écrou *e*.

123. — *Servo-moteur pour mouvement de rotation.* — Un moteur à rotation disposé pour deux sens de marche serait une solution incomplète du problème, puisque pour ramener ce moteur à l'arrêt, il faudrait replacer, *à la main*, la coulisse au point mort. L'asservissement exige que le moteur reste en activité tant que le manipulateur reste en mouvement, et s'arrête lorsque le manipulateur est arrêté dans une position quelconque. Lorsque la résistance à vaincre ne cesse pas avec le mouvement, il faut en outre qu'elle ne détruise pas le mouvement acquis.

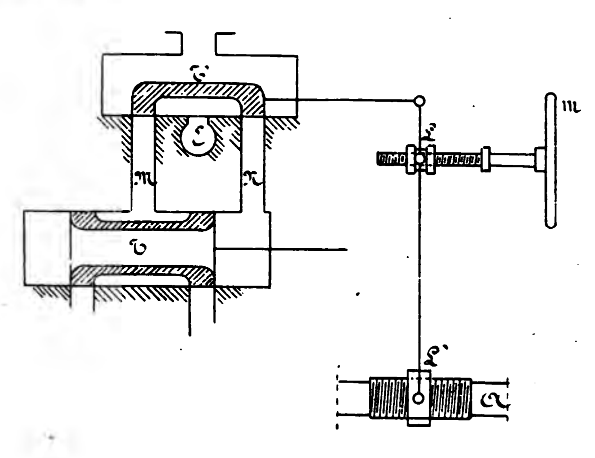


Fig. 266

Le premier servo-moteur à rotation est celui de *Sickels*, connu de longue date aux États-Unis, il se compose de deux machines agissant sur une même manivelle et placées à angle droit ; leur distribution est commandée par un seul excentrique, mais celui-ci, au lieu d'être calé

sur l'arbre, dépend d'un arbre auxiliaire mis en mouvement par le manipulateur.

La plupart des appareils modernes sont basés sur un principe différent : si l'on intervertit les conduits d'admission et d'échappement M, N (fig. 266), d'un tiroir T sans recouvrement, le moteur tourne dans deux sens différents; cette inversion se fait au moyen d'un tiroir auxiliaire T', que l'on déplace dans un sens ou dans l'autre au moyen du manipulateur. La disposition de la figure est schématique, le moteur (non représenté), met en mouvement un arbre A, qui peut être l'arbre principal ou un arbre auxiliaire; le levier LL' est déplacé par le manipulateur *m*, lorsque le point L' est fixe, et le tiroir T' est remis dans sa position neutre lorsque, le manipulateur étant à l'arrêt, le point L est fixe.

On trouve dans les servo-moteurs de gouvernails une très grande variété d'applications du principe précédent.

CHAPITRE VI.

Condenseur et pompe à air.

---

§ I[er].

CONDENSATION PAR MÉLANGE [1]

124. — *Quantité d'eau froide à injecter.* — Dans la condensation par mélange, ou par injection, l'eau que l'on retire du condenseur présente à peu près la même composition que l'eau froide introduite, car le poids de la vapeur condensée est relativement faible; ce genre de condensation n'est donc pas applicable lorsque l'eau dont on dispose est impropre à l'alimentation des chaudières, par exemple lorsque c'est de l'eau de mer; cette circonstance étant exceptionnelle pour les machines fixes, c'est la condensation par mélange qu'on emploie le plus souvent pour des raisons de simplicité.

La quantité de chaleur du condenseur a fait l'objet d'une première recherche théorique (3[e] fascicule, n[os] 134 et 135). Comme l'action des parois ne peut être précisée *a priori*, le seul moyen pratique d'évaluer la chaleur à enlever au condenseur consiste à apprécier à l'avance, d'après la consommation probable du moteur, la portion de la chaleur fournie qui n'est pas transformée en travail.

La chaleur fournie à la machine se compose de la chaleur totale de la vapeur qui l'alimente, enveloppe comprise; elle est égale à la quantité de chaleur convertie en travail, augmentée de la perte par rayonnement extérieur, de la quantité de chaleur contenue dans l'eau des purges, et de la quantité de chaleur versée au condenseur.

1. Dans la condensation par mélange proprement dite, la vapeur et l'eau entrent dans le condenseur, et prennent une température commune pendant leur trajet jusqu'au fond du récipient; on a imaginé un autre mode de condensation, dans lequel la vapeur et l'eau circulent en sens contraire dans une chambre de grande hauteur, l'air saturé de vapeur est extrait du condenseur au point le plus élevé par une pompe à vide, l'eau est aspirée à la partie inférieure par une pompe ordinaire. Voir pour ces condenseurs spéciaux dus à *F.-J.-Weiss*, de Bâle : *Zeitschrift des V. D. I.*, 1888, p. 9; 1889, p. 768 ; 1891 p. 293; 1892, p. 25.

Pour un calcul de ce genre, on peut négliger la perte par rayonnement; supposons donc que la machine emprunte à la chaudière P kilogrammes de vapeur par cheval indiqué et par heure, la température étant t_1, et le titre égal à l'unité; soient t_2 la température du condenseur, p le poids d'eau recueillie dans l'enveloppe à la température t_1; on aura l'égalité :

$$(1) \qquad P\,(606{,}5 + 0{,}305\ t_1) = \frac{270\,000}{425} + pt_1 + Q$$

Q est la quantité de chaleur versée au condenseur, la chaleur spécifique de l'eau est supposée égale à l'unité.

Soit F le poids d'eau froide à injecter par cheval et par heure, à la température initiale θ; cette eau prend dans le condenseur la température t_2, nous pouvons négliger la chaleur correspondante au travail d'introduction de l'eau dans le condenseur; la quantité de chaleur introduite dans le condenseur est donc, par cheval et par heure :

$$Q + F\theta$$

Après le mélange, cette chaleur est répartie dans le poids d'eau $F + P - p$, qui se trouve à la température t_2, on a donc .

$$(2) \qquad (F + P - p)\,t_2 = Q + F\theta$$

ou :

$$F = \frac{Q - (P - p)\,t_2}{t_2 - \theta}$$

Q est connu par l'équation (1).

Exemple : Pour une machine monocylindrique, on donne :

$P = 8^k{,}5$
$p = 0^k{,}42$
$t_1 = 165^\circ$ (6 atm. effectives)
$\theta = 10^\circ$
$t_2 = 35^\circ$

On trouve par l'équation (1) :

$$Q = 4{,}879 \text{ calories}$$

d'où l'on tire :

$$F = 183^k{,}8$$

ou, par kilogramme de vapeur admis dans le cylindre :

$$\frac{F}{P - p} = 22^k{,}7$$

Le poids d'eau à injecter augmente rapidement avec la température θ ; ainsi, pour $\theta = 20°$, on aurait :

$$F = 306 \text{ kil.}$$

La section du tuyau d'injection devra être calculée pour le cas le plus défavorable, de même que la section des ouvertures de l'entrée de l'eau dans le condenseur, en tenant compte de la hauteur motrice, de la perte de charge et de la différence de niveau entre l'aspiration et la pomme d'injection. On adopte pour la vitesse de l'eau dans le tuyau d'injection $1^m,50$ par seconde, à moins qu'il n'y ait une grande longueur, on descend alors jusqu'à 1 mètre. D'ailleurs, il faut prévoir le cas où la puissance serait variable, et compter sur le travail maximum du cylindre et sur la consommation par cheval qui correspondrait à ce travail maximum, en remarquant que cette consommation s'élève lorsque la détente est de moins en moins prolongée.

Pour une machine compound, le calcul est un peu modifié ; soient p le poids de l'eau extraite de l'enveloppe du petit cylindre à la température t_1 et p'_1 le poids extrait du réservoir et de l'enveloppe du grand cylindre à la température t', on aura :

(1) $$P\ (606.5 + 0.305\ t_1) = \frac{270\ 000}{425} + pt_1 + p'_1 t' + Q$$

(2) $$(F + P - p - p'_1)\ t_2 = Q + F\theta$$

d'où :

$$F = \frac{Q - (P - p - p'_1)\ t_2}{t_2 - \theta}$$

Exemple : On donne pour une machine compound :

$$P = 6^k,5$$
$$p = 0,32$$
$$t_1 = 165°$$
$$p'_1 = 0,32$$
$$t' = 105$$
$$\theta = 10°$$
$$t_2 = 35°$$

On trouve :

$$Q = 3,548 \text{ calories}$$
$$F = 134 \text{ kil.}$$

125. — *Volume à extraire par la pompe à air.* — Considérons d'abord le cas idéal où il n'y aurait d'autre rentrée d'air dans le condenseur

que celle amenée par l'eau d'injection; soit p' la tension de l'air qui se dégage dans le condenseur et p_2 la pression de la vapeur saturée à la température t_2; la pression dans le condenseur sera $p_2 + p'$.

On admet que l'eau froide dissout l'air à raison de $\frac{1}{15}$ de son volume, et que cette fraction volumétrique reste la même quelles que soient la pression et la température [1].

Le volume d'air dissous par kilogramme ($0^{m3},001$) d'eau d'injection, s'il se dégageait entièrement dans le condenseur, serait, en remarquant qu'il entre à la pression atmosphérique p_a et à la température θ :

$$\frac{0.001}{15} \quad \frac{273 + t_2}{273 + \theta} \quad \frac{p_a}{p'}$$

Mais l'eau continue à dissoudre la même fraction de son volume; par conséquent, le volume qui se dégage par kilogramme d'eau injectée est :

$$\frac{0.001}{15}\left(\frac{273 + t_2}{273 + \theta} \quad \frac{p_a}{p'} - 1\right)$$

Le volume à extraire par la pompe à air se compose des volumes de la vapeur condensée, de l'eau d'injection et de l'air qui se dégage; on peut rapporter ces différents volumes au kilogramme de vapeur admis au cylindre : soit I le poids d'eau d'injection par kilogramme de vapeur admis au cylindre; le volume à extraire par la pompe à air sera, en mètres cubes :

$$V = 0.001\left[1 + I + \frac{I}{15}\left(\frac{273 + t_2}{273 + \theta} \quad \frac{p_a}{p'} - 1\right)\right]$$

Si l'on donne p', on pourra déterminer V, et réciproquement; le volume extrait par la pompe à air détermine la tension p', la température du condenseur fixe la tension p_2 de la vapeur; la contre-pression dans le cylindre est réglée par la somme de ces éléments, auxquels il faut encore ajouter les pertes de charge dues à l'écoulement.

Exemple : Supposons que dans une machine monocylindrique à détente prolongée, le volume engendré par le piston de la pompe à air à double effet soit les 0.125 ou $\frac{1}{8}$ du volume engendré par le piston moteur, admettons les données de l'exemple du n° 124 avec $\theta = 10°$ et supposons

1. Cette donnée peu certaine demanderait à être fixée par des expériences.

que le titre de la vapeur à la fin de la détente soit de 0.7, la température étant à ce moment de 90° ; le kilogramme de mélange à condenser occupe (voir les tables de la vapeur saturée) un volume de $1^{m3}.635$, et le volume correspondant de la pompe à air est 0.125×1.625, ou $0^{m3}.204$.

D'après ce qui a été trouvé au numéro 124, on a :

$$I = 22,7$$

On trouve :

$$p' = 91 \text{ kil. environ, soit moins de } 0^{atm},01$$

Lorsque l'on prend $\theta = 20°$, on trouve :

$$p' = 165 \text{ kil., soit } 0^{atm},016$$

En supposant qu'il n'y ait pas de rentrées d'air accidentelles dans le condenseur, la tension p' serait donc insignifiante avec les proportions de pompes à air habituelles, c'est-à-dire que la contre-pression correspondrait à peu près exactement à la température du condenseur, même en supposant à la pompe à air un rendement volumétrique médiocre.

Il serait d'ailleurs impossible de déterminer théoriquement le volume à extraire par la pompe à air sans faire une hypothèse sur les fuites; or, elles sont dues à de mauvais joints du tuyau d'injection, à des robinets purgeurs mal rodés, à des bourrages mal entretenus, etc., il est par conséquent impossible de les chiffrer. Le calcul précédent n'a été fait que pour montrer qu'il existe une marge assez grande pour les rentrées d'air accidentelles.

On remarquera encore que pour des machines fonctionnant dans les mêmes conditions de température et de détente finale, le volume de la pompe à air est proportionnel à celui du cylindre; le rapport généralement adopté dans les moteurs fixes est $\frac{1}{5}$ pour les pompes verticales à simple effet, $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{10}$ pour les pompes à double effet.

126. — *Température du condenseur.* — La température dont il faut tenir compte pour apprécier le rendement thermique est supérieure à celle du condenseur, à cause de la tension de l'air qui s'ajoute à celle de la vapeur ; c'est la contre-pression totale $p' + p_2$ qu'il importe de réduire au minimum; or, on ne peut abaisser p_2 qu'en augmentant le poids de l'eau injectée, et par conséquent la rentrée d'air; la recherche de la température la plus favorable du condenseur dépendrait donc

d'une question de minimum [1]. Au point de vue du travail recueilli sur l'arbre de la machine, il y aurait encore lieu de tenir compte du supplément de travail absorbé par la pompe à air lorsqu'on abaisse la température de condensation en augmentant la quantité d'eau (Voir les tables ci-dessous). On ne trouve en pratique aucun avantage à condenser à une température inférieure à 35 degrés centigrades, il est rare que la contre-pression au cylindre s'abaisse à 1/10 d'atmosphère [2].

M. Kiesselbach a poursuivi une série de recherches sur la condensation, en faisant varier la température et le volume de l'eau d'injection, et, par conséquent, la température du condenseur; pour une marge considérable de la température de l'injection, il a trouvé que le vide dans le cylindre est indépendant de cette température, et ne dépend que de la température de sortie du trop plein; le volume injecté et le travail absorbé par la pompe à air s'élèvent naturellement avec la température d'entrée.

Pour une même température de l'eau d'injection, soit 10° C., le vide s'abaisse en même temps que la quantité d'eau injectée diminue; la différence entre le vide au cylindre et le vide théorique correspondant aux tables de Regnault reste sensiblement constante, et dans la machine essayée, cette différence est de $0^{atm}1$ environ; elle est due à la tension de l'air, aux pertes de charge dans les conduits, et à la réaction d'inertie de la colonne de vapeur qui s'écoule.

Les résultats de cette série d'expériences sont consignés dans les tableaux ci-dessous, extraits des tableaux plus complets du mémoire [3].

TABLE I. — *Baromètre 752 m/m. — Température de l'injection 10° C.*

Température du trop plein	30	35	40	50	60	70
Vide théorique en atmosphères . . .	0.978	0.974	0.947	0.898	0 823	0.709
Vide au cylindre	0.862	0.858	0.854	0 803	0.722	0.596
Travail indiqué de la pompe en pour cent du travail moteur	1.285	1 104	0.975	0 790	0.655	0.567
Volume injecté par kilog. de vapeur .	29.8	23.2	19.5	12.7	11 3	9.25

1. Voir le mémoire de *Von Ihering, Zeitschrift des V. D. I.* 1892, p. 581. Cette question se résout pratiquement en cherchant par tâtonnements l'ouverture du robinet d'injection qui donne le meilleur vide.

2. Nous avons rencontré un cas, tout à fait exceptionnel, où la contrepression au cylindre n'a été que de $0^{atm},06$; il s'agissait d'une machine compound fonctionnant à mi-charge, et par conséquent avec une grande capacité de pompe à air; l'eau du condenseur entrait très froide, et sortait à 20 degrés.

3. *Zeitschrift des V. D. I.* 1893. p. 255.

Table II. — *La température de l'injection varie de 10° à 50°*

Vide au cylindre		0.862	0.858	0.854	0 803	0.722	0.596
Température du trop plein		30	35	40	50	60	70
Température de l'injection	10°	29.8 1.285	23.6 1.104	19 5 0.975	14.4 0.79	11.3 0 655	9 25 0 567
	20°	59.5 2 22	39.33 1.608	29.25 1.286	19.17 0.925	14 13 0 732	11.1 0.621
	30°			58.5 2 22	28.75 1.213	18 83 0 858	13.88 0.701
	40°				57.5 2 075	28.25 1 113	18.5 0.835
	50°					56.5 1.875	27.75 1.102

N.-B. — Les chiffres de la première ligne donnent les volumes injectés par kilogramme de vapeur admise au cylindre, ceux de la seconde ligne expriment la puissance absorbée par la pompe à air en pour cent de la puissance du cylindre.

127. — *Disposition du condenseur à injection et de la pompe à air.* — Dans le cas ou la pompe à air est verticale, (Voir Pl. I et III et fig. 270) le condenseur à injection est simplement un récipient en fonte ou en tôle et fonte, dans lequel la vapeur d'échappement et l'eau sont introduites de manière à bien se mélanger; ce récipient est monté sur un soubassement qui sert d'assise à la pompe à air.

L'eau est généralement introduite au sommet, son débit est réglé par une valve *i* qui la divise (fig. 270) et la fait tomber sous forme de pluie; le condenseur doit être établi aussi près que possible du cylindre, sinon la perte de charge peut être fort grande.

Les pompes verticales sont à simple effet, car elles doivent aspirer au fond du condenseur; une pompe à double effet verticale aspirerait l'eau et l'air par la face inférieure, la face supérieure serait inactive ; on ne devra pas perdre de vue que le mélange à extraire par la pompe à air comprend en volume une forte proportion d'air, cet air se trouvant à une tension très faible et saturé de vapeur à la température du condenseur; la pompe à air fonctionne donc comme un compresseur à injection d'eau, elle commence par aspirer l'eau puis l'air saturé de vapeur ; l'air se comprime pendant la course de compression, et sa tension augmente; nous pouvons faire abstraction de la vapeur pendant la compression, car son poids étant négligeable en comparaison de celui de l'eau, sa compression est isothermique et sa tension n'augmente pas, nous pourrons donc

nous borner à considérer la compression isothermique de l'air en y ajoutant la faible tension de la vapeur; les clapets de refoulement s'ouvrent lorsque la pression de l'air comprimé ajoutée à celle de la vapeur atteint la pression atmosphérique. C'est l'eau extraite qui remplit les espaces nuisibles de la pompe, et rend le fonctionnement possible.

Les pompes à air verticales sont disposées comme l'indique la fig. 267, c'est-à-dire qu'elles sont généralement munies de trois séries de clapets, $c_1\ c_2\ c_3$; si l'on néglige les pertes de charge au passage des clapets, le piston est en équilibre de pression sur ses deux faces pendant

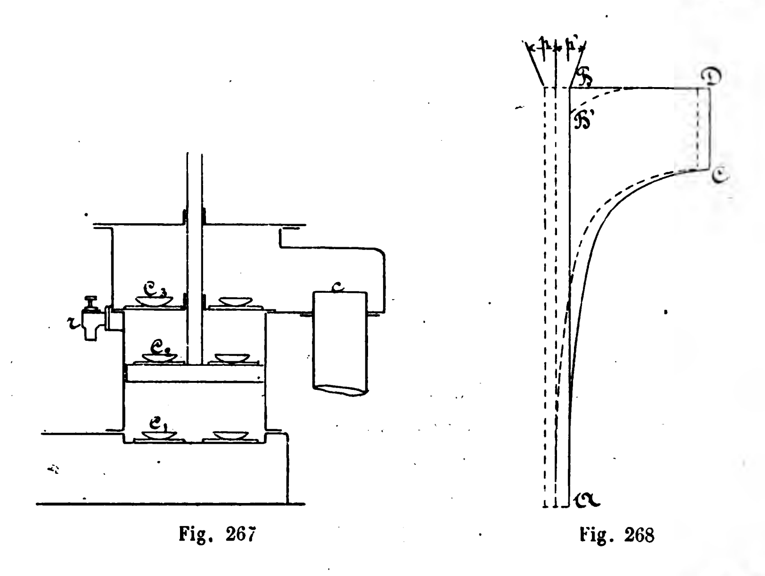


Fig. 267 Fig. 268

la course descendante, tandis que pour la course ascendante, la pression sur la face inférieure est celle du condenseur $(p_2 + p')$; sur la face supérieure règne une pression croissante donnée par les abscisses de la ligne ACD (fig. 268). Dans cette figure on a représenté par inadvertance la tension de l'air par p, et celle de la vapeur par p'.

Au total, le diagramme représentant le travail résistant est la surface ACDB. Comme il reste un peu d'air qui se dissout dans l'eau expulsée pendant la compression, et que la disposition des clapets C_3 peut favoriser le séjour d'une petite quantité d'air, la ligne DB est remplacée par la courbe de détente DB' de cet air. Les diagrammes relevés sur les pompes à air ont en pratique la forme de la figure 269, qui en donne trois spécimens relevés avec des quantités différentes d'eau d'injection.

Le fonctionnement de la pompe est à peine modifié par la suppression des clapets de pied c_1, il donne lieu à un diagramme nul sur la face inférieure, et à un diagramme analogue au précédent sur la face supérieure ; on supprime assez souvent les clapets c_1, qui sont d'ailleurs assez difficiles à visiter.

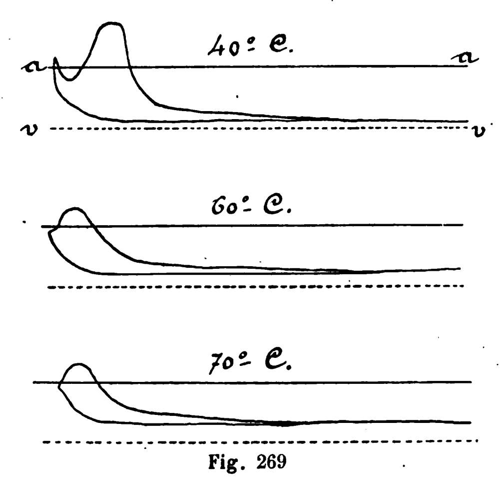
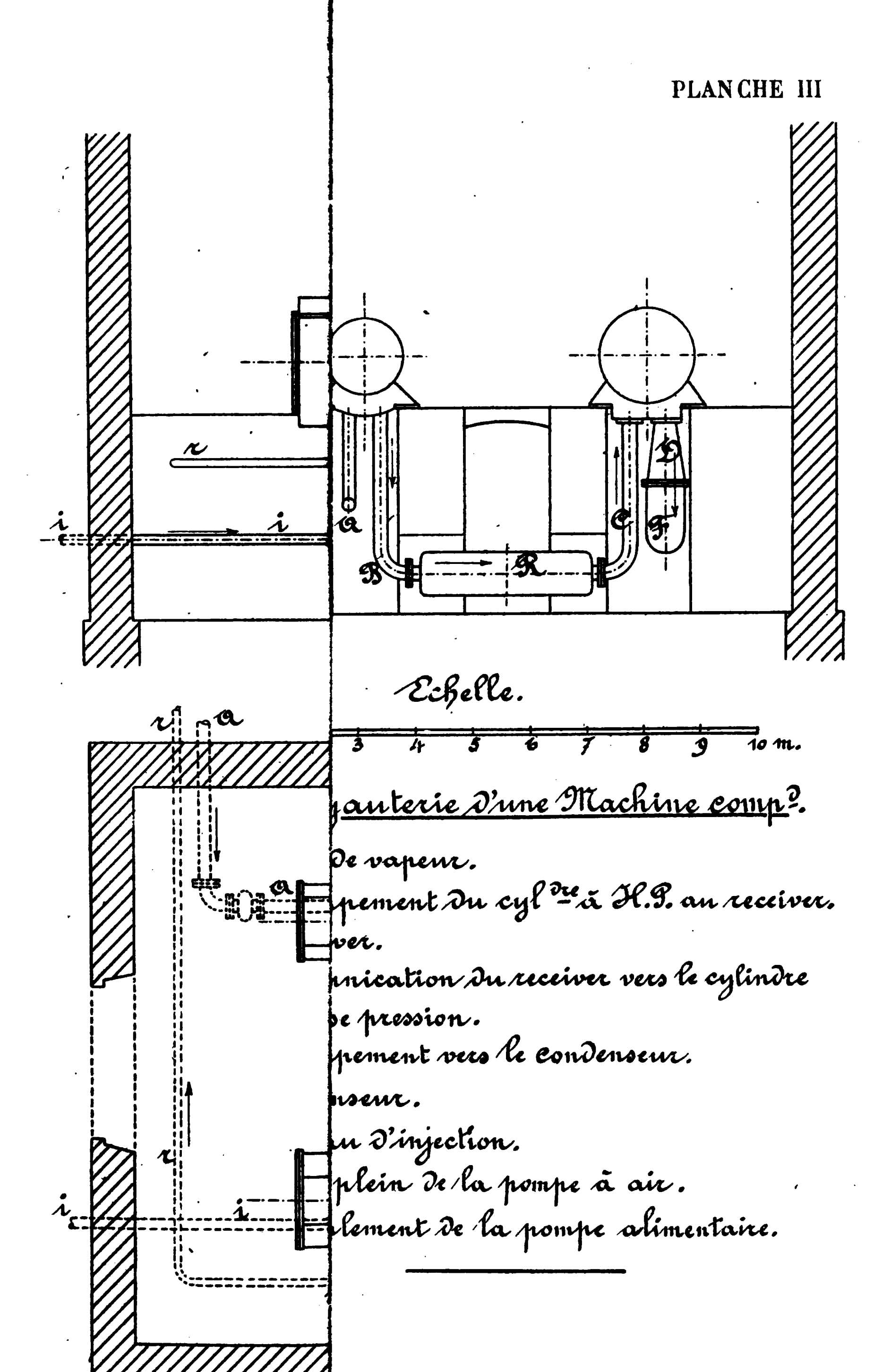


Fig. 269

On pourrait aussi, en conservant les clapets c_1 et c_2, supprimer les clapets de tête, on aurait alors pour la face supérieure un diagramme nul, et pour la face inférieure le même diagramme que précédemment, mais renversé ; le travail théorique absorbé serait le même, mais la fatigue des organes serait plus grande à cause de la pression atmosphérique ; de plus, on conserverait sur le piston une masse d'eau inutile en mouvement. Cette disposition n'est pas employée.

Pour éviter le battement brusque des clapets de tête, dans la disposition de la figure 267, on place quelquefois un reniflard r sur le corps de pompe ; il est facile de voir qu'en le plaçant en dessous du piston on nuirait au vide ; dans les dispositions à deux clapets, le reniflard nuit toujours au vide, car il équivaut à une rentrée d'air. L'inertie des clapets du piston facilite leur soulèvement lors de la descente du piston, et accélère leur chute lors de la levée, elle est donc favorable au fonctionnement.

On peut être amené à faire usage d'une pompe à fourreau (fig. 270), lorsque la hauteur fait défaut ; la capacité de la pompe, réglée par le volume aspiré par tour, est la même que pour le type précédent à diamètre égal de piston, mais le fourreau modifie la répartition du travail entre


PLANCHE III
r
i
i
a
B
R
C
D
F
Echelle.
3 4 5 6 7 8 9 10 m.
r
a
a
r
i
i
jauterie d'une Machine comp?.
de vapeur.
pement du cyl^dre à H.P. au receiver.
ver.
unication du receiver vers le cylindre
se pression.
pement vers le condenseur.
nseur.
u d'injection.
plein de la pompe à air.
lement de la pompe alimentaire.

les deux courses ; l'air commence à se comprimer pendant la course descendante, le fourreau fonctionnant alors comme un plongeur, et cette compression s'achève pendant la course ascendante. Cependant, la répartition du travail entre les deux courses n'en est pas plus égale, c'est

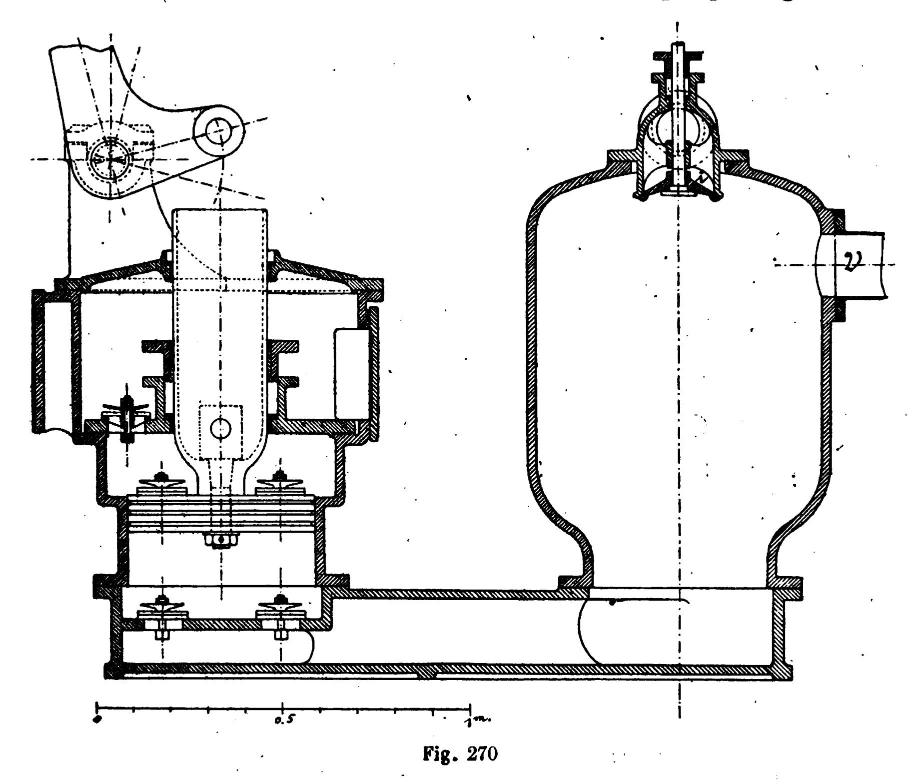


Fig. 270

le contraire qui a lieu, parce que la pression atmosphérique agit toujours de haut en bas sur le plongeur. Une très bonne disposition, assez souvent employée, consiste à partager la pompe en deux corps, la commande par balancier équilibre les pistons, et le travail est le même dans les deux courses.

La section des clapets doit être largement proportionnée, afin que leur levée ne soit pas trop grande, qu'il n'y ait pas de retard à leur fermeture, et que les pertes de charge soient réduites, on augmente ainsi le rendement volumétrique de la pompe ; la vitesse de l'eau dans les clapets ne doit pas dépasser 1 mètre par seconde.

L'un des avantages de la pompe verticale est que l'on peut réduire sa

course, attendu que la commande est indirecte, on augmente son diamètre en conséquence ; on trouve ainsi une section suffisante pour les clapets, en même temps qu'on réduit la vitesse de piston. Malgré ces précautions, il est difficile d'atteindre une vitesse de 200 tours par minute, cette vitesse n'a été dépassée que dans quelque cas isolés, et on est obligé alors d'employer une commande de pompe à air par moteur séparé ou par transmission. Cette complication est assez grande pour qu'on renonce à la condensation dans les petits moteurs rapides.

Les clapets doivent toujours être disposés de manière à rester couverts d'une couche d'eau, ce qui évite les fuites, cette disposition s'applique surtout aux clapets de tête; le rebord *c* (fig. 267) n'a pas d'autre objet.

Pour les machines horizontales, il y a tout avantage, lorsque la hauteur d'aspiration et la vitesse de piston le permettent, de disposer la pompe à air au niveau de la machine, sur le même axe que le cylindre, sa tige étant alors manchonnée sur la tige de piston du moteur. Le condenseur et la pompe à air forment une seule pièce de fonte, la pompe est généralement à double effet, mais elle peut être à simple effet.

Le tableau ci-dessous donne les limites de courses et de vitesses pour lesquelles on peut sans aucun inconvénient commander la pompe à air par le prolongement de la tige du piston (1) :

COURSE	NOMBRE DE TOURS	VITESSE MOYENNE du piston
1m500	60	3m00
1.200	67	2.70
1.000	72	2.40
0.800	82	2.20
0.600	90	1.80

La figure 271 représente un condenseur avec pompe horizontale à piston plongeur à simple effet pour petite course ; la figure 272 donne diverses vues d'un type de condenseur avec pompe à double effet au-

1. (M. *von Ihering*, *Zeitschrift des V. D. I.* 1895, p. 539), cite une pompe à air horizontale à double effet, fonctionnant avec 1m,30 de course à 100 tours par minute, ce qui porte la vitesse moyenne du piston à 4m,33 par seconde; c'est la plus grande vitesse connue, et il ne conviendrait pas de partir de cette donnée.

jourd'hui très répandu. Dans ces figures, V est l'arrivée de la vapeur, *i* l'injection, C la chambre de mélange, T le trop plein ; la commande a lieu par une tige clavetée dans le prolongement de la tige du piston moteur.

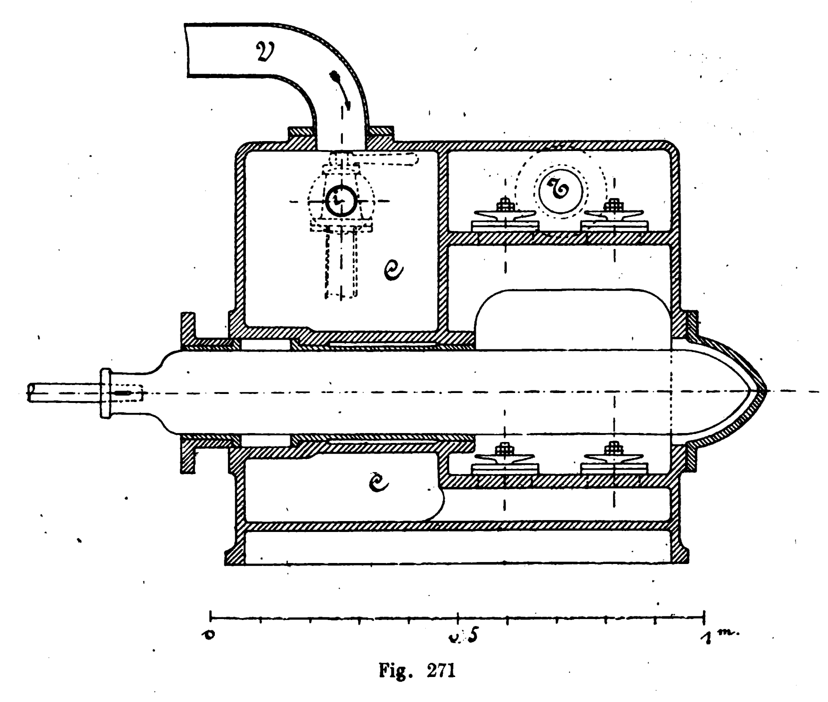


Fig. 271

On emploie aussi, pour des raisons de niveau, de vitesse ou d'emplacement, la pompe à air horizontale à double effet, à course réduite, placée à un niveau inférieur, et commandée par des renvois prenant le mouvement sur la crosse ou sur le bouton de manivelle. (Voir figure 64, la disposition souvent adoptée par la maison Sulzer).

Les pompes à air horizontales à simple effet sont employées pour les petites courses, à cause de leur simplicité (fig. 271) ; la garniture du piston plongeur se prête facilement à la visite, mais elle peut donner lieu à une rentrée d'air lorsqu'elle n'est pas parfaitement étanche, ce qui arrive forcément à la longue, car le poids du plongeur n'étant pas parfaitement équilibré par la poussée de l'eau, les garnitures en bronze des presse-étoupes prennent de l'ovale. La pompe à double effet (fig. 272) ne donne pas lieu à cet inconvénient, surtout si les chambres des extré-

mités sont assez volumineuses pour que le piston ne découvre pas lorsqu'il est au milieu de sa course, car si le piston est noyé pour cette posi-

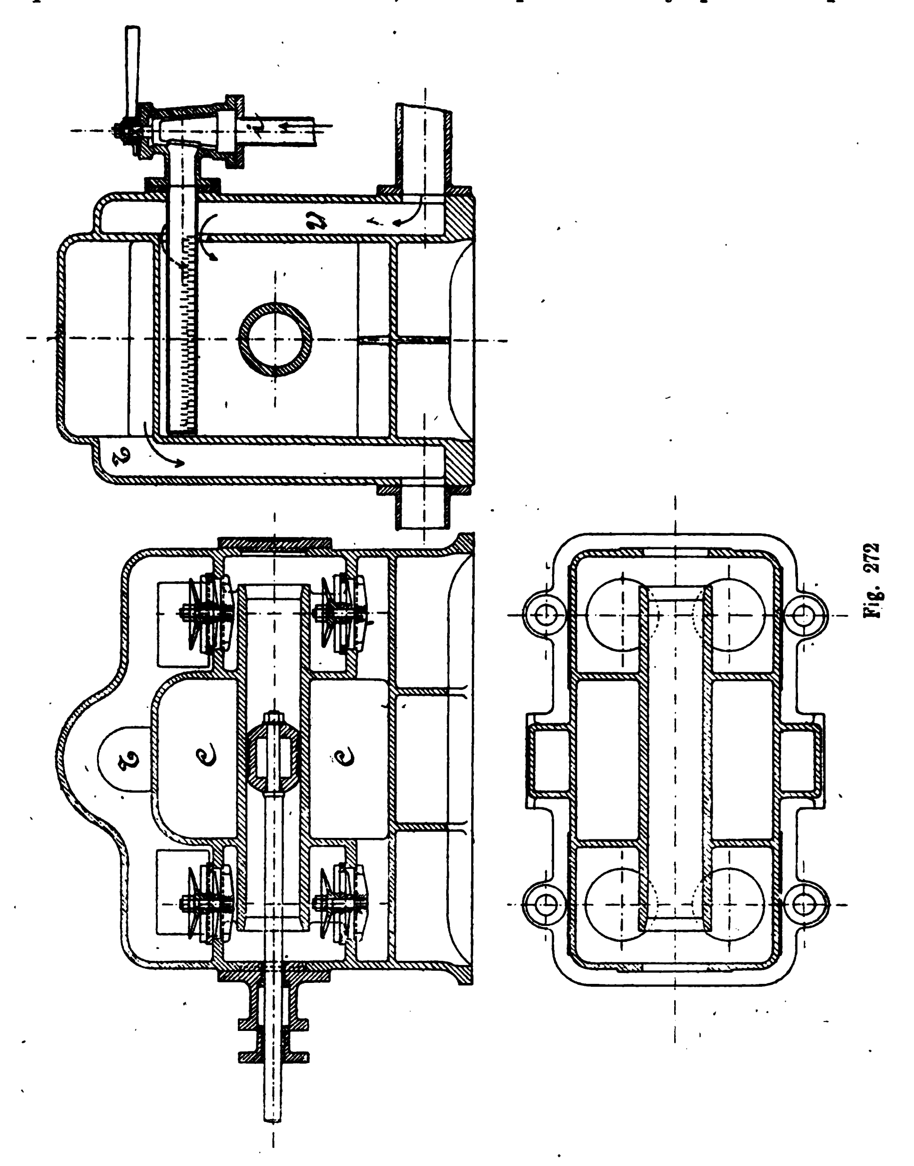


Fig. 272

tion, il le sera pour toutes les autres, et l'eau empêche le passage de l'air d'une face à l'autre du piston. C'est grâce à cette circonstance que

les pistons des pompes à air horizontales à double effet peuvent être sans garnitures. Les pistons des pompes à air verticales, toujours noyés, sont le plus souvent sans garnitures; ils sont tournés exactement au diamètre du corps de pompe. Lorsqu'on emploie des garnitures, elles se composent de cercles en bronze, mais ceux-ci s'usent rapidement, et au bout de quelques semaines, ils n'exercent plus aucun effet; c'est pour cette raison qu'on les supprime.

On fait aussi usage, pour les pompes horizontales, de garnitures de pistons en bronze ou en bois (les garnitures en fonte se rouilleraient), mais il faut veiller à ce que le bois en s'imbibant ne paralyse pas le mouvement du piston.

Il arrive quelquefois que les pompes à air horizontales ne fonctionnent que d'un côté, les clapets restant fermés sur la face opposée; cette anomalie indique que la pompe est trop grande, l'un des côtés n'ayant pas d'eau à aspirer ne peut remplir son espace nuisible et se trouve dans le cas d'un compresseur sec (1). Ce dérangement peut provenir aussi de ce que l'un des clapets reste soulevé.

Dans les pompes à air ordinaires, le coup de piston extrait d'abord la réserve d'eau, et l'extraction de l'air ne commence que lorsque le clapet de fond est découvert du côté du condenseur : l'eau et l'air passent donc successivement par le même clapet pour remplir le vide créé par le piston; il en résulte que l'air doit traverser une couche d'eau d'une certaine épaisseur logée sur les clapets d'aspiration, et que la pression du condenseur est supérieure à celle qui règne à la base du clapet de refoulement; c'est probablement cette circonstance qui a amené les modifications de *Horn*, et de *Koenig*, dans lesquelles une aspiration d'air est produite dès le commencement de la course du piston (2) au moyen d'une petite soupape qui s'ouvre au sommet de la chambre comprise entre les deux clapets.

128. — *Précautions diverses.* — Il est dangereux d'établir le cylindre à un niveau trop rapproché de la nappe d'eau dont on dispose pour l'injection, parce que, si on oublie de fermer la valve d'injection à l'arrêt, ou si elle fuit, non seulement le condenseur se remplit, mais l'eau peut

1. Bienaymé, *Machines marines*, p. 296. Il suffit alors du plus petit changement pour que la pompe se mette à aspirer du côté auparavant inactif, le premier cessant à son tour de fonctionner.
2. *Haeder*, *Dampfmaschinen*. — Beaucoup de pompes à clapets d'aspiration renversés réalisent le même *desiderratum*.

monter par les communications jusque dans le cylindre, et occasionner une rupture lors de la mise en train; lorsqu'il n'y a pas d'autre solution, il faut veiller avec le plus grand soin à ce que l'on ferme l'injection lors des arrêts, et ouvrir les robinets purgeurs du cylindre immédiatement pour faire tomber le vide et arrêter l'appel d'eau que les fuites pourraient amener dans le condenseur.

Les robinets purgeurs des cylindres sont munis de canalisations légères qui amènent la vapeur hors du local des machines, mais ces tuyaux ne peuvent jamais plonger sous l'eau, qui pourrait remonter dans le cylindre pendant l'arrêt lorsque les purgeurs sont ouverts; des ruptures de bâtis ont été amenées par cette cause.

Lors d'un ralentissement très prononcé du moteur, intentionnel ou non, il faut modérer l'entrée de l'eau dans le condenseur, car le débit de la pompe à air diminuant en raison de sa vitesse, tandis que l'entrée de l'eau dans le condenseur ne diminue que lorsque le vide tombe, le condenseur pourrait également s'engorger par cette circonstance. MM. *Berger et André* appliquent à leurs condenseurs une soupape de rentrée d'air qui s'ouvre par l'action d'un flotteur lorsque l'eau s'élève dans le condenseur au delà d'une certain niveau.

Théoriquement, l'eau peut être aspirée dans le condenseur à une hauteur correspondante au vide (cette hauteur étant comptée depuis le niveau de la nappe d'eau froide jusqu'au point où l'eau débouche dans la vapeur), mais il faut compter sur les pertes de charge ; il ne convient donc pas d'exagérer la hauteur d'aspiration, qui, en y ajoutant la perte de charge, ne devra pas dépasser 6 à 7 mètres, sinon, en cas de mauvais vide, le condenseur pourrait se désamorcer (1). Lorsque le niveau ne permet pas l'aspiration directe, on emploie une pompe dite à eau froide, qui élève l'eau dans une bâche d'aspiration. Le débit de cette pompe à eau froide doit être un peu plus grand que la consommation la plus grande du condenseur, le surplus s'écoule par trop plein.

129. — *Réfrigérants d'eau d'injection.* — Lorsqu'on manque d'eau froide pour la condensation, on peut la refroidir à sa sortie du condenseur. Ce système est général dans les localités manufacturières où l'eau

1. La hauteur nette d'aspiration a été portée, dans un cas qui nous est connu, à $5^m,60$, avec une canalisation d'environ 115 mètres de longueur, à laquelle on a donné un fort diamètre, de manière à réduire la perte de charge ; dans un autre cas, le condenseur aspire à 7 mètres, mais ce sont là des exceptions.

fait défaut (à Tourcoing notamment). Le refroidissoir le plus employé se compose de lits de fascines (fig. 273), ou d'une série de cloisons hori-

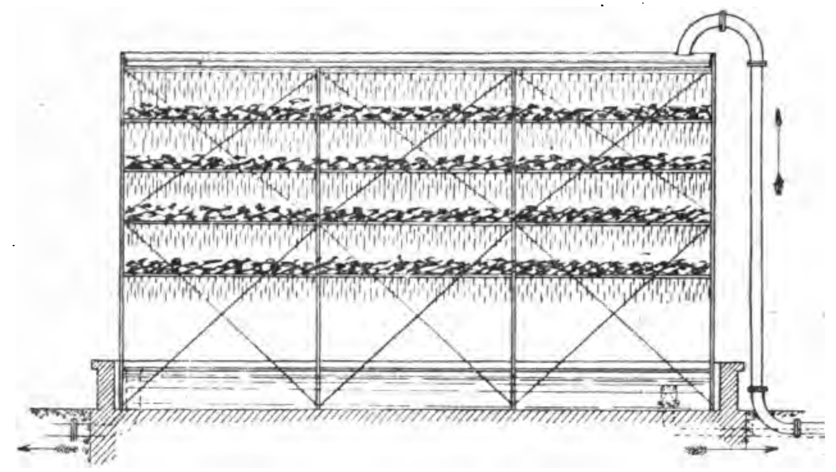


Fig. 273

zontales formées de bandes en fer plat; l'eau du trop plein de la pompe à air est relevée par une pompe centrifuge dans un tamis en tôle qui s'étend horizontalement au-dessus du lit supérieur, et d'où l'eau s'égoutte en présentant à l'air une grande surface d'évaporation; l'eau refroidie est recueillie dans un bassin d'où elle est puisée par le tuyau d'injection.

La pompe centrifuge doit avoir un débit supérieur à celui qui serait rigoureusement nécessaire, afin d'éviter tout mécompte; on empêche son désamorçage en la disposant de manière à ce qu'elle prenne l'eau en charge.

Les pertes par évaporation sont compensées par une certaine quantité d'eau supplémentaire.

Lorsqu'on est exposé malgré tout à manquer d'eau de condensation, on dispose sur l'échappement une valve à double voie (pl. II) qui permet éventuellement la décharge à l'air libre. La figure 274 donne le détail de cette valve : M est l'entrée de la vapeur venant de la machine, C est

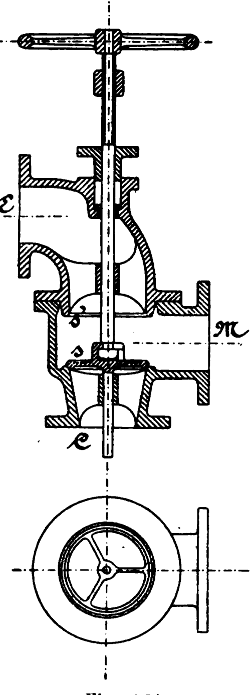


Fig. 274

la tubulure du condenseur, E celle du tuyau d'échappement à l'air libre; la soupape *s* peut, à volonté, occuper la position représentée, ou bien s'asseoir sur le siège *s'*.

130. — *Condenseur barométrique.* — L'eau est injectée comme à l'ordinaire dans la chambre de mélange, mais celle-ci se trouve à une hauteur suffisante pour que l'eau puisse s'écouler en vertu de son poids; à l'état statique la contre-pression est mesurée par l'excès de la colonne d'eau qui équilibre la pression atmosphérique sur la colonne d'eau comprise entre la surface libre dans le condenseur et la nappe de décharge; l'air doit être extrait au moyen d'un appareil à vide qui appartient à la classe des compresseurs, et qui fonctionne à sec ou avec une légère injection d'eau.

Le condenseur barométrique est souvent employé dans les sucreries, les circonstances de niveau se prêtent au contraire rarement à son application aux machines à vapeur, puisque l'eau doit être élevée à une hauteur suffisante pour pénétrer dans le condenseur [1].

131. — *Condenseur-éjecteur.* — On peut se représenter cet appareil comme un injecteur Giffard prenant sa vapeur motrice au cylindre, et refoulant à la pression atmosphérique; seulement, la quantité de mouvement motrice de l'eau qui entre dans l'appareil acquiert ici une valeur notable à côté de celle de la vapeur, au lieu qu'elle est négligeable dans l'injecteur d'alimentation; de plus, la vapeur et l'eau amènent une certaine quantité d'air qui doit être expulsée par l'appareil.

Le condenseur-éjecteur a été imaginé par *Morton*, de Glasgow, en 1867; il se compose de plusieurs tuyères concentriques disposées comme dans la figure 275, E est l'entrée de l'eau d'injection, la vapeur d'échappement pénètre par les tubulures V, V; un jet de vapeur vive peut être lancé par la tuyère centrale *t* pour l'amorçage de l'appareil, R est le tuyau de refoulement à l'air libre.

L'introduction de vapeur directe par la prise *v* et la tuyère *t* est nécessaire lorsque l'appareil se désamorce, ce qui arriverait si la quantité de vapeur envoyée par la machine (à détente variable) venait à diminuer en-dessous d'une certaine limite, ainsi que sa quantité de mouvement;

1. Pour le condenseur *Weiss*, voir la note du n° 124. La maison Sulzer a fait usage du condenseur barométrique dans un grand moteur vertical à triple expansion (*Zeitschrift des V. D. I.* 1894, p. 61).

dans l'appareil Morton, l'admission de vapeur par la tuyère centrale se fait automatiquement chaque fois que la contre-pression dans la chambre d'échappement s'élève [1]. On constate que ce condenseur-éjecteur fonctionne avec une entière sécurité lorsque l'eau est prise sous une charge assez forte ; même si l'on tient compte du travail d'élévation de l'eau froide, le travail absorbé est moindre que celui d'une pompe à air ordinaire.

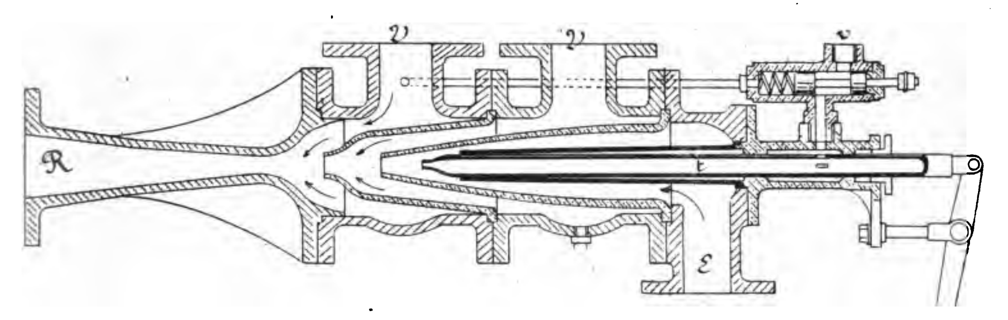


Fig. 275

Lorsque l'eau est prise sous une charge trop faible ou que l'entrée et la sortie ont lieu au même niveau, la prise de vapeur supplémentaire doit fonctionner souvent, la dépense est augmentée ; le vide est du reste inférieur à celui d'une pompe à air, aussi l'éjecteur-condenseur ne s'est

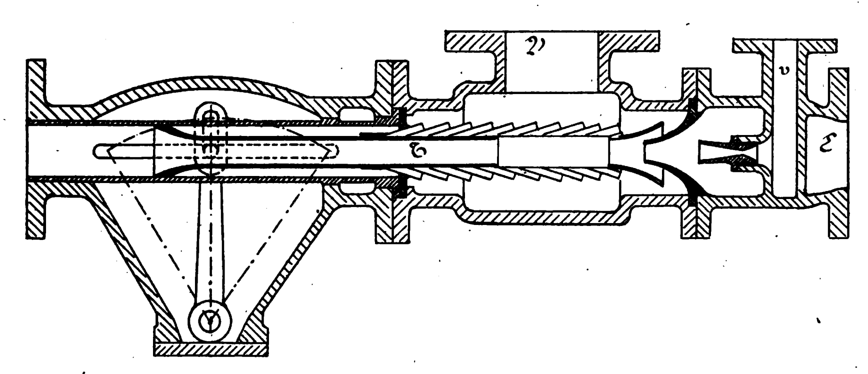


Fig. 276

pas répandu. L'idée de Morton a été reprise en 1870, par Koerting, qui, après une série de modifications, a finalement produit, en 1891, un éjecteur-condenseur qui semble s'adapter à des cas plus nombreux que

1 *Bienaymé, Machines marines* p. 328, pl. 99-100.

le précédent (1), et qui fonctionne sans qu'il soit nécessaire de prendre l'eau en charge. Dans ce nouvel éjecteur, la tuyère d'évacuation T (fig. 276) est mobile, et sert de registre pour régler le nombre des orifices par lesquels la vapeur vient se mélanger avec le jet d'eau central; le principe de cette variation avait du reste déjà été appliqué par Schutte, de Philadelphie, avec un certain succès. La vapeur à condenser arrive par la tubulure V, l'eau froide par le collet E; *v* est une prise de vapeur spéciale pour l'amorçage.

Lorsque le poids de vapeur diminue, sa vitesse doit augmenter, afin de fournir au mélange, dont la masse totale ne diminue pas dans la même proportion, une quantité de mouvement suffisante; cette vitesse doit donc augmenter en raison inverse du poids de vapeur débité par seconde, et la section des orifices de vapeur doit diminuer en raison inverse du carré de la vitesse de passage. D'autre part, cette vitesse ne peut être créée que par une contre-pression plus grande dans le cylindre. On interpose toujours entre le cylindre et l'éjecteur une valve ou clapet de retenue afin de prévenir l'irruption d'eau dans le cylindre en cas de désamorçage.

Il n'a pas été fait, à notre connaissance, d'essais très complets sur ces éjecteurs; abstraction faite de l'économie à réaliser sur le travail de la pompe à air, il est évident qu'ils peuvent rendre des services pour les machines à rotation rapide, pour lesquels la pompe à air est peu pratique; ils ont cependant toujours l'inconvénient d'exiger un réglage à la main au moyen du levier lorsque la dépense de vapeur est variable, et il est évident que ce réglage exigerait l'intervention continuelle du machiniste, l'appareil peut donc encore se désamorcer, il faut alors le remettre en train au moyen de la prise de vapeur auxiliaire (2).

1. *Koerting*, (*Zeitschrift des V. D. I.* 1892, p. 570); application du condenseur-éjecteur au vapeur *Rupprecht* (même recueil, 27 août 1892). Voir le montage du condenseur avec colonne verticale (*Praktische Maschinen Construkteur* 1886, p. 182), ainsi que le prospectus de la maison *Koerting*.

Une machine Armington-Sims, essayée avec un condenseur-éjecteur a donné une contre-pression moyenne absolue de 0 k.4 par cm. carré, l'eau était prise en charge à la température de 10°, la consommation d'eau a été de 264 litres par cheval, soit à peu près le double de celle d'un condenseur ordinaire (14e Congrès des Ingénieurs en chef, p. 60).

2. *M Nézeraux* poursuit en ce moment des essais sur un appareil dans lequel la vitesse est communiquée à l'air à extraire du condenseur au moyen de la nappe d'eau très mince sortant d'un disque de pompe centrifuge qui extrait l'eau d'injection et de condensation. Le condenseur Nézeraux comprend donc une pompe centrifuge qui extrait l'eau du fond du condenseur; cette pompe entraîne à la périphérie du disque l'air qui est amené de la partie supérieure de la chambre (Voir fig. 277).

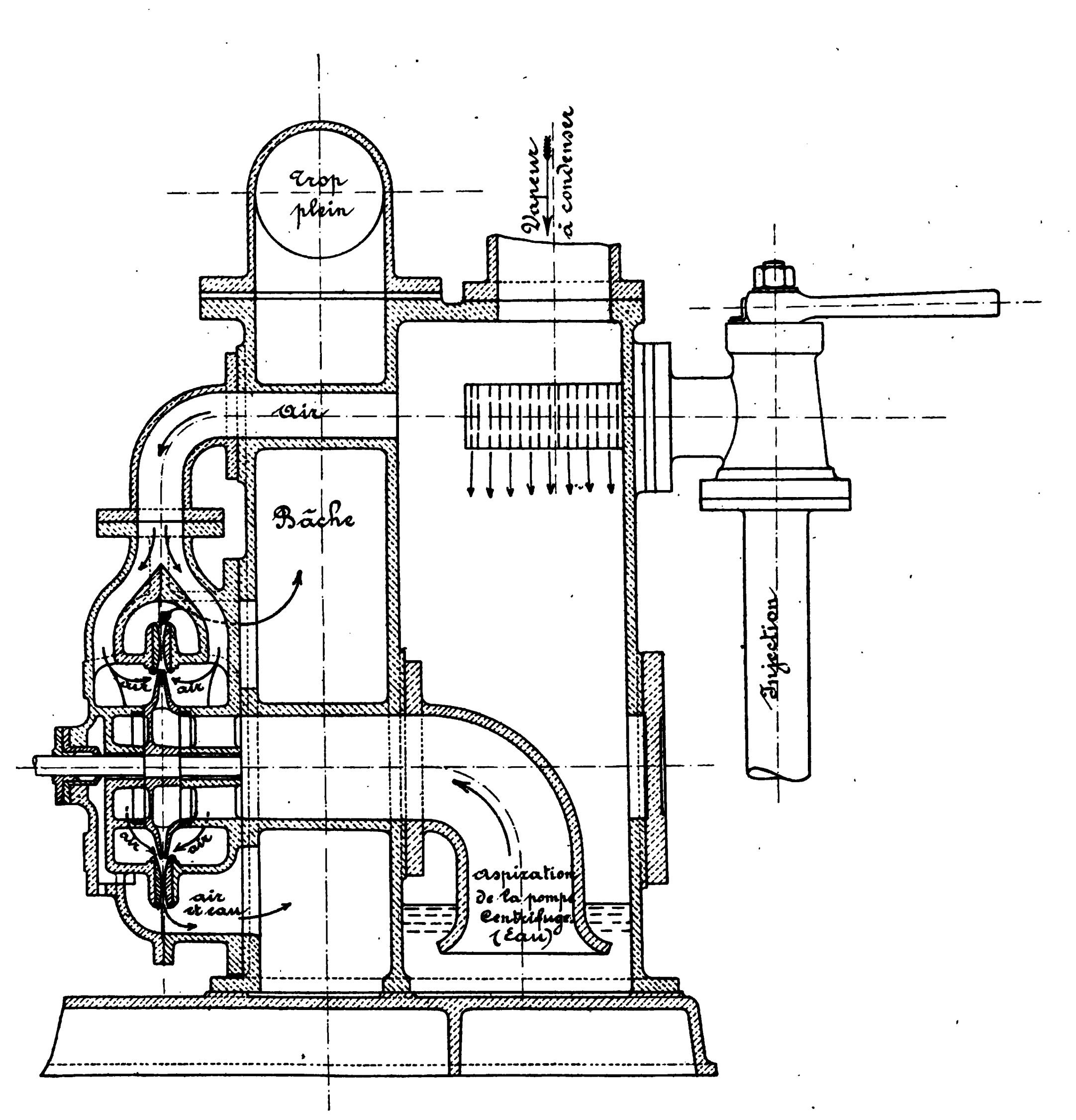

Trop plein
Vapeur à condenser
air
Bâche
air
air
air
air
air et eau
aspiration de la pompe centrifuge (Eau)
Injection

Fig. 277

§ II

CONDENSATION PAR SURFACE (1)

132. — Lorsque la teneur de l'eau en sels la rend impropre à l'alimentation des chaudières, on sépare la vapeur condensée de l'eau réfrigérante, l'échange de chaleur a lieu à travers des parois; s'il n'y avait aucune perte par fuite extérieure, soit de la chaudière, soit de la machine, la même eau pourrait servir indéfiniment; en pratique, on s'approche souvent beaucoup de ce régime, mais il est nécessaire cependant de suppléer au manquant par une injection très réduite; on peut du reste employer, suivant les cas, soit de l'eau impure, puisqu'elle est en très faible proportion, soit de l'eau épurée ou distillée.

La condensation par surface a seule rendu possible l'emploi des hautes pressions dans la marine (6e fascicule), on y a recours pour les machines fixes chaque fois que les circonstances l'exigent.

La vapeur amène sur les surfaces condensantes les matières de graissage des machines, où elles nuisent à la transmission, sans parler des inconvénients qu'elles présentent pour les chaudières. On résout ces difficultés en nettoyant de temps à autre la surface des tubes qui se trouve du côté de la vapeur, et en séparant l'huile de l'eau d'alimentation au moyen de filtres appropriés, ou par d'autres moyens (2).

133. — *Calcul de la surface condensante et du volume d'eau à refouler.* — Supposons que l'eau soit refoulée à la base d'un serpentin (fig. 278), noyé dans la vapeur à condenser, et s'y échauffe depuis la température ambiante θ_0 jusqu'à la température θ_1; la vapeur à condenser est évacuée autour de ce serpentin, elle se liquéfie et tombe au fond du condenseur, d'où elle est extraite en même temps que les rentrées d'air par la pompe à air; celle-ci n'a donc plus la même importance que dans

1. La condensation par surface avait déjà été indiquée par Watt, on la retrouve dans la machine de Cartwright; les difficultés pratiques auxquelles elle donne lieu n'ont été résolues que plus tard par *Hall*, dont le condenseur tubulaire a fonctionné pratiquement.

2. Séparateur Fouché (*Engineering*, 1889, 2e sem., p. 241); autre épurateur : *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 1534.

le condenseur à injection, puisqu'elle ne doit pas extraire l'eau injectée ni l'air qui s'en dégageait ; par contre, il est nécessaire d'employer une pompe, dite *de circulation*, pour faire passer dans le serpentin le volume d'eau nécessaire.

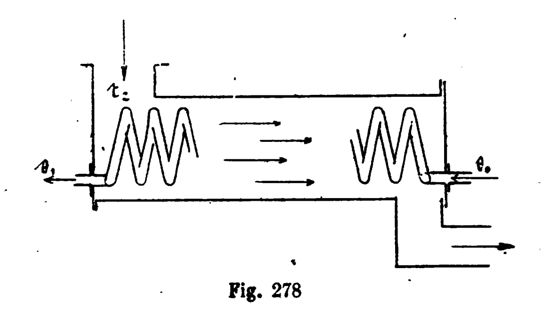


Fig. 278

Dans la disposition schématique considérée, la vapeur circule en sens contraire de l'eau, mais sa température, réglée par la pression qui règne dans l'enceinte, peut être considérée pour le moment comme constante ; soit t_2 cette température. En appelant S la surface totale du serpentin, dS l'élément de cette surface, θ la température de l'eau en contact avec cet élément, M le coefficient de transmission à travers la paroi par mètre carré et par heure, P le poids d'eau refoulé par heure, on a l'équation :

$$P\, d\theta = M\, d S\, (t_2 - \theta)$$

qui, intégrée entre les limites θ_0 et θ_1, donne :

(1) $$l_n \frac{t_2 - \theta_0}{t_2 - \theta_1} = \frac{M}{P} S$$

D'autre part on connaît, d'après les données de la machine, le nombre N de calories à enlever par heure à la vapeur d'échappement, on aura donc :

(2) $$P\,(\theta_1 - \theta_0) = N$$

Ces deux équations permettent de trouver S et P lorsque l'on donne θ_1, c'est-à-dire la température à laquelle l'eau de circulation sort du serpentin.

En considérant θ_1 et S comme variables dans l'équation (1), on peut

représenter graphiquement (fig. 279) la loi AB suivant laquelle varie la température de l'eau en fonction de la surface parcourue depuis l'entrée ; la quantité de chaleur absorbée par heure depuis l'origine est représentée par la surface ABCD, elle varie comme l'ordonnée B'B, qui en est l'intégrale à une certaine échelle.

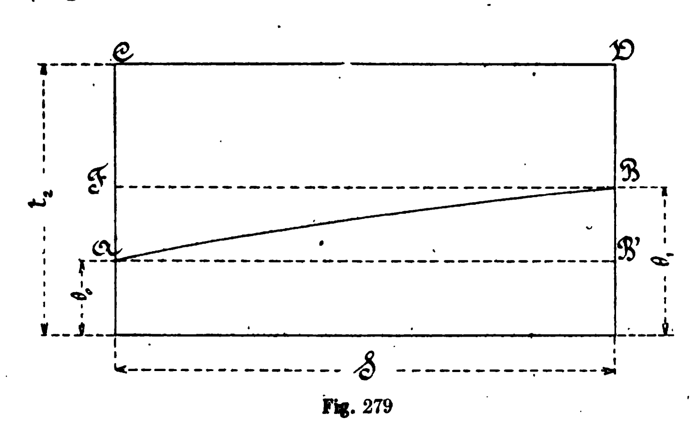


Fig. 279

L'allure de la courbe montre qu'il y a peu à gagner à multiplier la surface condensante au delà d'une certaine limite.

D'après l'équation (1), on voit encore que, pour la même température d'entrée θ_0, on réalise toujours la même température de sortie θ_1, à la condition que le rapport de surface réfrigérante au débit de la pompe de circulation reste constant. Ce débit est d'ailleurs proportionnel à N (équation 2) ou, dans des circonstances déterminées de pression et de détente, à la puissance indiquée du moteur.

On déduit de ces remarques que, *pour des machines ayant approximativement le même rendement thermique, la surface tubulaire et le débit de la pompe de circulation sont proportionnels à la puissance indiquée.*

La figure 279 montre l'avantage de la circulation méthodique de l'eau; c'est grâce à cette circulation que la température varie graduellement de θ_0 à θ_1 dans le serpentin, et que la surface réfrigérante a plus d'efficacité près du point d'entrée. Si, au contraire, l'eau arrivait à l'extérieur des tubes, la vapeur étant à l'intérieur du faisceau, l'eau froide entrant à la température θ_0 serait immédiatement noyée dans la masse déjà échauffée et beaucoup plus grande qui se trouve dans l'appareil, la quantité de chaleur extraite *pour la même surface* serait

représentée par le rectangle CDBF. Il y a donc tout avantage à faire circuler l'eau à l'intérieur des tubes.

En pratique, on pourra substituer à la courbe AB une ligne droite [1] et prendre pour la température de l'eau la moyenne arithmétique entre θ_0 et θ_1; on aura au lieu de l'équation (1) :

$$(1') \qquad P(\theta_1 - \theta_0) = MS\left(t_2 - \frac{\theta_0 + \theta_1}{2}\right)$$

Pour faire des calculs numériques, il faut connaître la valeur de M; ce coefficient de transmission est peu influencé par le plus ou moins de conductibilité du métal; il l'est beaucoup par les dépôts graisseux à l'extérieur des tubes; les données de la physique ne peuvent donc être utilement employées.

Une longue expérience dans les condenseurs marins conduit à adopter :

$$M = 1000$$

Il faut bien remarquer, d'ailleurs, que la circulation n'est pas réalisée d'une manière aussi méthodique que nous l'avons supposé, et qu'en prenant pour la température t_2 celle à laquelle on veut condenser, on fait une approximation; ces irrégularités se reportent sur la valeur de M.

L'élimination de θ_1 entre les équations (1') et (2) donne :

$$t_2 - \theta_0 = N\left(\frac{1}{MS} + \frac{1}{2P}\right)$$

En désignant par n, s et p les quantités qui se rapportent au cheval indiqué, la formule peut s'écrire :

$$t_2 - \theta_0 = n\left(\frac{1}{Ms} + \frac{1}{2p}\right)$$

M. Bienaymé fait remarquer que le premier terme de la parenthèse est prépondérant, et que, par conséquent, la variation de s ou celle de M auront une grande influence sur la température t_2, tandis que l'augmentation de p aura une influence moindre; en d'autres termes, il est possible de réaliser les mêmes valeurs de $t_2 - \theta_0$ en employant moins

1. Une approximation semblable a été faite dans le *Calcul des Réchauffeurs*, 1er fascicule, n° 49.

de surface refroidissante, ou avec des surfaces moins conductrices, mais en faisant circuler beaucoup plus d'eau. Pour un condenseur déterminé, si l'on veut réaliser la même température t_2 avec des valeurs croissantes de θ_0, il faudra augmenter dans une forte mesure le débit de la pompe de circulation.

Exemple numérique. — Une machine consomme par cheval et par heure 7 kilogrammes de vapeur sèche empruntée aux chaudières à 7 atmosphères effectives, y compris les quantités consommées dans les enveloppes ; la purge de l'enveloppe du cylindre à haute pression est de 0k,30 par heure et par cheval, à 171° ; celle du cylindre à basse pression est de 0k,25 par heure et par cheval ; elle est extraite à 115°. On donne $\theta_0 = 10°$, $\theta_1 = 20$, $t_2 = 40°$.

On a (voir n° 124) :

$$n = 3{,}637 \text{ calories}$$

$$p = \frac{n}{\theta_1 - \theta_0} = 363{,}7 \text{ kilog.}$$

$$s = 0^{m^2}{,}14$$

(La consommation est à peu près triple de celle du condenseur par injection).

Pour :

$$\theta_0 = 15° \text{ et } \theta_1 = 25°$$

on aurait :

$$s = 0^{m^2}{,}18$$

On adopte souvent 0^{m^2},20 de surface tubulaire par cheval, et on règle le débit de la pompe de circulation à 400 litres d'eau par heure et par cheval ; ces chiffres équivalent, par kilogramme de vapeur, à 0^{m^2},0286 et 57 litres, respectivement.

134. — *Dispositions des condenseurs par surface.* — Le faisceau tubulaire est le plus souvent disposé de manière à ce que l'eau effectue trois parcours (fig. 280), elle entre par la tubulure E, et circule de bas en haut, la vapeur traverse de haut en bas le coffre du condenseur, c'est-à-dire en rencontrant à la fin les surfaces les plus froides.

On cherche à réduire l'encombrement du faisceau, et à cette fin on emploie de petits tubes en laiton de 20 millimètres de diamètre, étamés extérieurement et intérieurement ; si l'on adoptait pour ces tubes une

longueur constante, il est évident que leur nombre augmenterait proportionnellement à la puissance indiquée (à rendement thermique égal),

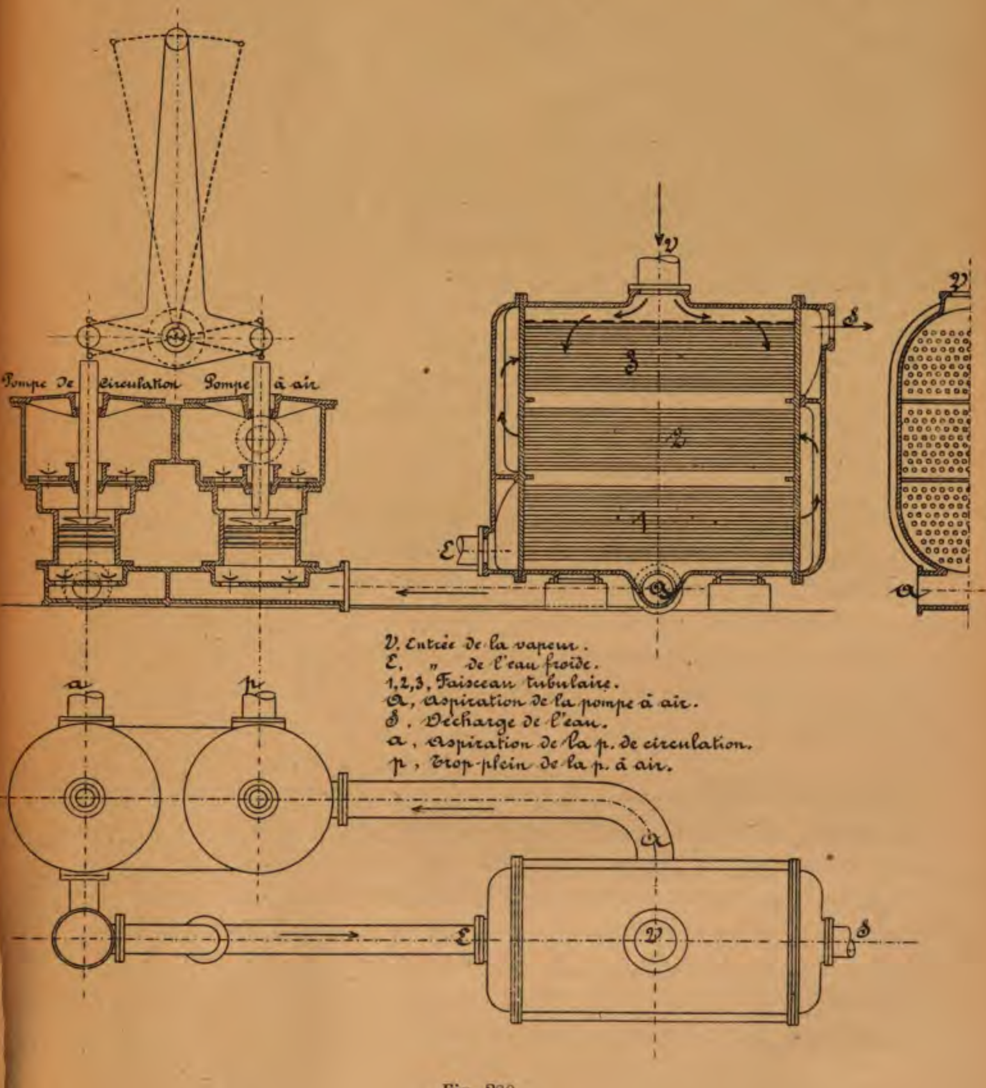


Fig. 280

et que la vitesse de l'eau y serait constante. On ne satisfait pas rigoureusement à cette condition, les tubes sont relativement plus longs dans

les grandes machines, pour des raisons d'emplacement, sans dépasser toutefois $1^m,50$ à $2^m,00$.

Le travail de la pompe de circulation se compose du travail d'élevation de l'eau depuis la nappe d'aspiration jusqu'à l'orifice du tuyau de refoulement, travail que l'on peut réduire en abaissant l'orifice de décharge; de plus la pompe doit vaincre les pertes de charge dues aux frottements et aux changements de direction; avec trois circuits, les tubes ayant 20 millimètres de diamètre et une longueur d'environ $2^m,00$, on estime que cette perte de charge équivaut à une colonne d'eau de 5 mètres; en tenant compte du rendement de la pompe, le travail de la circulation est à peu près 1 pour cent de la puissance indiquée; par contre, le travail de la pompe à air est réduit, et il y a à peu près compensation au total.

La pompe à air n'ayant plus à extraire ni l'eau d'injection ni l'air qui s'en dégage, peut être de dimensions réduites, on lui donne généralement comme volume la moitié de ce que l'on adopterait pour la condensation par mélange.

Dans les machines marines, la pompe de circulation est presque toujours du système centrifuge, elle est mue par un moteur indépendant, ce qui permet de refroidir le condenseur avant la mise en train du moteur principal. Dans les machines fixes, où la masse d'eau est toujours beaucoup moins importante, la pompe de circulation est le plus souvent attelée au moteur comme dans la figure 280 ; on fait cependant également usage de pompes de circulation indépendantes à piston, actionnées par moteur spécial.

135. — *Condenseurs à air.* — Ces condenseurs, construits par M. *Fouché*, à Paris [1] comprennent un faisceau tubulaire à l'intérieur duquel la vapeur à condenser est amenée, le réfrigérant est un courant d'air lancé par un ventilateur sur la surface extérieure des tubes; le grand encombrement de l'appareil en limite l'usage à des cas spéciaux, celui par exemple où l'eau de circulation faisant défaut, il est cependant nécessaire de condenser la vapeur d'échappement à cause des inconvénients qu'elle produirait au milieu des villes [2]. L'air échauffé peut

1. Note sur l'*Aéro-condenseur*, par M. F. Fouché (*Revue technique de l'Exposition de 1889*, 6e partie, t. II, p. 189).

2. Depuis assez longtemps, les locomotives des tramways sont munies de condenseurs tubulaires basés sur le même principe, mais le courant d'air est produit par la vitesse du train relativement à l'air ambiant.

quelquefois être employé pour des opérations de séchage ou pour le chauffage des édifices ou des ateliers ; par l'application d'une pompe à air on réalise un certain vide, inférieur toutefois à celui des condenseurs à circulation d'eau.

Des expériences faites en 1889 sur le condenseur Fouché ont donné les résultats suivants :

Surface des tubes.	106$^{m^2}$,00
Température d'entrée de l'air	24°,5
Température de sortie de l'air	65°,0
Vapeur condensée par heure	330^k
Vide (sous l'atmosphère).	0^k,62

On remarque que la surface est environ 10 fois plus grande que dans le condenseur à circulation d'eau.

Dans un autre essai, le vide s'est élevé jusqu'à 0^k,825, on a condensé à l'heure 230 kilogrammes avec 25 300 mètres cubes d'air.

On améliore l'activité de la surface en laissant couler un filet d'eau sur les tubes, mais malgré cet expédient, l'appareil reste très encombrant et ne peut être considéré que comme une solution très spéciale du problème de la condensation.

L'utilisation de la vapeur condensée pour l'alimentation des chaudières oblige, comme pour tous les condenseurs par surface, de séparer les matières lubrifiantes par l'un des moyens usités dans ce but.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE II.

Théorie dynamique des moteurs à vapeur.

§ I.

Machines monocylindriques.

§ II.

Forces d'inertie du mécanisme.

§ III.

Machines de Woolf.

§ IV.

Machines Compound.

§ V.

Machines à triple et quadruple expansion.

§ VI.

Rendement organique. — Limite de la détente.

§ VII.

Cylindres et enveloppes.

CHAPITRE III.

Distribution de la vapeur.

§ I.

Obturateurs.

§ II.

Distributions symétriques commandées par un mouvement circulaire.

§ III.

Distributions par tiroirs composés avec cloison fixe.

§ IV.

Distributions à tiroirs directement superposés.

§ V.

Tiroirs directement superposés, avec commande intermittente des tasseaux de détente.

§ VI.

Tiroirs commandés par mouvement oscillant non symétrique.

§ VII.

Considération sur la manœuvre des tiroirs.
Tiroirs compensés.

§ VIII.

Distributions des machines à changement de marche.

§ IX.

Distributions radiales.

§ X.

Distributions par déclenchement.

§ XI.

Soupapes à chute accompagnée.

CHAPITRE IV.

Régulateurs.

CHAPITRE V.

Servo-Moteurs.

CHAPITRE VI.

Condenseur et pompe à air.

§ I.

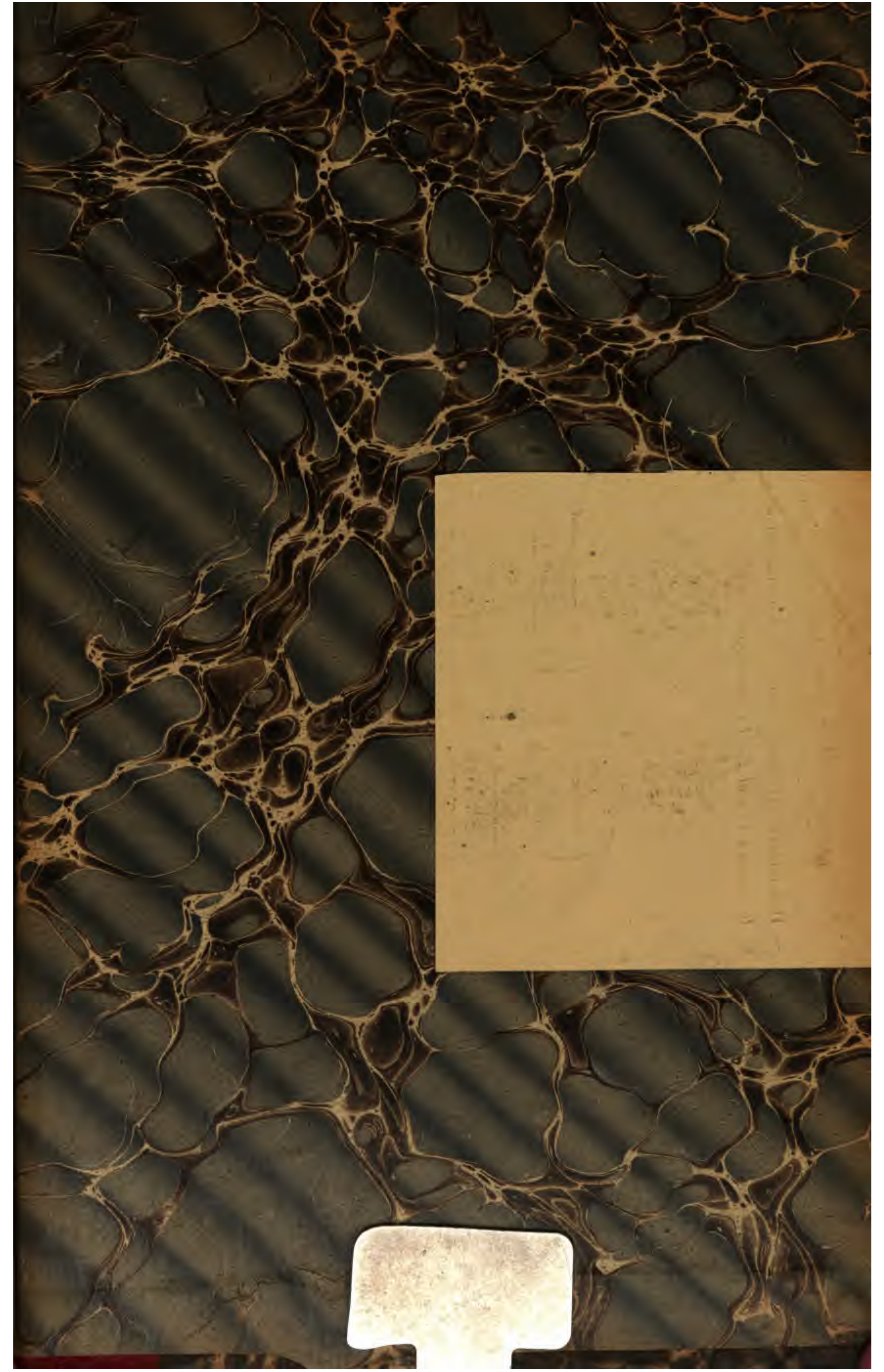
Condensation par mélange.

§ II.

Condensation par surface.

Paris. — Imp. E. BERNARD et Cie, 23, rue des Grands-Augustins.






3 2044 079 965 182